



**UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID**

**ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR**

**DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA TÉRMICA Y DE FLUIDOS**

# **Valoración de colectores solares térmicos planos de vacío para la producción de frío**

**PROYECTO FIN DE CARRERA**

**INGENIERÍA TÉCNICA INDUSTRIAL MECÁNICA**

**AUTOR: VÍCTOR SALGUERO FERNÁNDEZ**

**TUTORA: D<sup>a</sup> MARÍA DEL CARMEN VENEGAS BERNAL**

**LEGANÉS, SEPTIEMBRE, 2008**

## **AGRADECIMIENTOS**

*En este pequeño texto, intentaré nombrar a todas las personas que me han ayudado a la realización de este proyecto, ya que sin ellas no hubiera sido posible la finalización del mismo.*

*En primer lugar a María Venegas Bernal, gracias por haberme introducido en la ingeniería térmica y en las energías renovables ya que he encontrado la dirección de mi profesión en la cual deseo trabajar, también por tu comprensión y por tu atención en aquellos momentos en los no llegaba al nivel necesario en la realización del proyecto. También se ha de agradecer la colaboración desinteresada de María del Carmen Rodríguez, gracias a la cual he podido seguir adelante cuando María no podía guiarme.*

*A mis compañeros David (Toxas), Nacho (Naxa Pop), Richi (Gusiluz), María (Mari Paca), Pablo (recupérate pronto), Viki y Alfredo...muchas horas al lado vuestro, codo con codo, tanto en los disgustos como en los buenos momentos, prácticas exámenes....deciros que cada uno de vosotros me habéis aportado mucho en estos años (risas, puntos de vista distintos, compañerismo, apoyo, amistad, decisión...) y que sin vosotros la carrera hubiera sido de otra manera. Eh, que no me olvido de los superiores: Víctor Sergio (Zidane), Esteban, Javi, y Manu, el año que viene con vosotros de nuevo, gracias por abrir el camino jejeje.*

*A mis amigas Yolanda, Rebe, Laura (pimaaa), me habéis acompañado toda mi vida, me habéis apoyado, animado, abrazado, noches sin dormir, fiestas, salidas, recuerdos con vosotras...deciros que este es vuestro granito de arena en este proyecto, gracias por haber estado ahí, muaks!! Al grupo de "ingeniero químicos (de palo)": Lau, Miriam y Piti, me habéis abierto vuestro corazoncito y me he sentido como uno más a vuestro lado, gracias.*

*A mi tridente: María, Pablo (Melenudo) y Mari Carmen, personas en mi vida de las cuales cada día sigo apreciando el día que os conocí, cada día me doy cuenta de los afortunado que soy por teneros a mi lado, no me salen las palabras para describiros...*

*A mi Peque, casi cinco años a tu lado, llenos de amor, cariño, atención, dulzura, de besos y caricias, de viajes para verte, de recuerdos y momentos a tu lado, por fin te puedo decir he acabado y dedicarte el esfuerzo que he realizado, gracias porque has estado a mi lado, TQ gorda.*

*Los últimos pero los más importantes, mi familia: Papá, Mamá y Memo. Papá y Mamá gracias por la educación recibida de vosotros, por la oportunidad que me habéis dado para estudiar, por vuestro apoyo, seguridad y esperanza porque terminara la carrera, pues este es el resumen de ella, ya puedo decir que soy Ingeniero y todo por vuestra dedicación a nosotros. Memo por aconsejarme en todo momento y por compartir todo lo que eres conmigo. OS QUIERO MUCHO.*

*Al Jefe, por haberme puesto en mi camino a todas las personas que tengo, gracias.*

# *ÍNDICE*

---



## ÍNDICE

<b>0 Introducción.....</b>	<b>1</b>
<b>I Importancia del proyecto.....</b>	<b>1</b>
<b>II Objetivos.....</b>	<b>5</b>
<b>III Descripción por capítulos.....</b>	<b>6</b>
<b>1 La máquina de absorción.....</b>	<b>8</b>
<b>1.1 Fundamentos termodinámicos de la máquina de absorción.....</b>	<b>9</b>
<b>1.2 Componentes de la máquina ideal y su COP.....</b>	<b>13</b>
<b>1.3 Fluidos de trabajo.....</b>	<b>18</b>
<b>1.4 Tipos de máquina de absorción.....</b>	<b>20</b>
<b>1.5 Consideraciones ambientales de la máquina de absorción.....</b>	<b>23</b>
<b>1.6 Descripción de una planta solar.....</b>	<b>24</b>
<b>1.7 Actualidad de la planta solar y la máquina de absorción.....</b>	<b>25</b>
<b>2. El colector solar.....</b>	<b>35</b>
<b>2.1 Colectores solares planos.....</b>	<b>35</b>
<b>2.1.1 Descripción y funcionamiento de un colector plano.....</b>	<b>36</b>
<b>2.1.2 Colector solar plano de vacío.....</b>	<b>40</b>
<b>2.1.3 Ecuaciones energéticas de un colector solar plano.....</b>	<b>41</b>
<b>1) Rendimiento del colector solar plano.....</b>	<b>41</b>
<b>2) Ecuación fundamental de colector.....</b>	<b>42</b>
<b>3) Pérdidas a través de la cubierta.....</b>	<b>43</b>
<b>4) Pérdidas a través de la parte posterior y laterales.....</b>	<b>48</b>



5) Pérdidas totales.....	50
6) Calor útil transferido por el colector.....	50
7) Rendimiento de colectores en régimen permanente.....	51
8) Pérdidas de calor por transferencia de calor de la instalación.....	53
9) Calor absorbido por el colector solar.....	55
10) Calor absorbido por los componentes de la instalación.....	55
11) Energía solar disponible.....	56
2.2 Colectores concentradores.....	58
2.2.1 Descripción y funcionamiento de un colector concentrador.....	60
2.2.2 Tipos de colectores solares concentradores.....	60
2.2.2.1 Tubos evacuadores.....	60
2.2.2.2 Colectores parabólicos.....	66
3. Datos experimentales.....	68
3.1 Descripción de la instalación.....	68
3.1.1 Colectores solares planos de vacío.....	70
3.1.2 Intercambiador de calor.....	72
3.1.3 Máquina de absorción LiBr-H <sub>2</sub> O.....	73
3.1.4 Tanque de almacenamiento.....	76
3.1.5 Circuitos hidráulicos de la instalación.....	77
A) Circuito primario.....	77



B) Circuito secundario.....	78
C) Circuito terciario.....	79
D) Circuito cuaternario.....	80
3.1.6 Fan-coils.....	81
3.1.7 Fluidos de trabajo.....	81
3.1.8 Sistema de regulación, bombeo y adquisición de datos.....	82
3.2 Instalación solar térmica.....	85
3.3 Máquina de absorción.....	99
4. Simulación.....	100
4.1 Desarrollo del modelo.....	100
4.1.1 Adquisición.....	100
4.1.2 Caract Col1.....	105
4.1.3 Instalación.....	110
4.2 Resultados del modelo y comparación con los datos experimentales.....	121
4.2.1 Temperaturas.....	121
4.2.2 Rendimiento de la instalación.....	125
4.2.3 Calor recibido por los colectores y pérdidas térmicas de la instalación.....	129
4.3 Influencia de la superficie solar y del volumen del tanque de sobre la instalación.....	132
1) Variación de la superficie solar y volumen del tanque constante.....	133



2) Variación del volumen del tanque y superficie solar constante.....	134
5. Estudio económico.....	135
6. Estudio ambiental.....	140
6.1 Análisis de impacto sobre el aire.....	141
6.2 Análisis de impacto sobre el agua.....	142
6.3 Ruido.....	143
6.4 Cantidad no emitida de CO <sub>2</sub> .....	143
7. Conclusiones del proyecto.....	145
8. Bibliografía.....	147





## **ÍNDICE DE FIGURAS**

### **1. La máquina de absorción.**

1.1 Modelo termodinámico de la máquina de absorción.....	9
1.2 Máquina de absorción.....	13
1.3 Generador.....	16
1.4 Máquina de absorción de simple efecto.....	20
1.5 Planta solar acoplada a una máquina de absorción.....	24
1.6 Coste energético frente a capacidad frigorífica.....	27
1.7 Sistemas instalados en Europa.....	28
1.8 Tipos de máquinas empleadas en Europa.....	29
1.9 Esquema de la instalación.....	30
1.10 Colectores solares.....	31
1.11 Croquis de la instalación.....	32
1.12 (a) Colectores solares, (b) calentador de agua, (c) depósitos y (d) máquina de absorción.....	32
1.13 Colectores solares.....	33
1.14 Máquinas de absorción.....	33
1.15 Distribución de los colectores solares.....	34
1.16 Detalle de los colectores solares.....	34

### **2) El colector solar**

2.1 Sistema abierto o por goteo.....	37
--------------------------------------	----



<b>2.2 Configuraciones del sistema de soldadura.....</b>	<b>38</b>
<b>2.3 Partes de un colector plano.....</b>	<b>39</b>
<b>2.4 Colector solar plano de vacío.....</b>	<b>40</b>
<b>2.5 Colector plano con dos cubiertas.....</b>	<b>43</b>
<b>2.6 Curvas de normalización.....</b>	<b>53</b>
<b>2.7 Energía solar disponible.....</b>	<b>58</b>
<b>2.8 Esquema de tubos evacuadores.....</b>	<b>60</b>
<b>2.9 Esquema de captación de un sistema CPC.....</b>	<b>61</b>
<b>2.10 Tubo evacuador simple.....</b>	<b>62</b>
<b>2.11 Tubo de vacío de flujo directo.....</b>	<b>63</b>
<b>2.12 Esquema de un tubo Heat Pipe.....</b>	<b>64</b>
<b>2.13 Funcionamiento de un tubo Heat Pipe.....</b>	<b>65</b>
<b>2.14. Colector Cilíndrico Parabólico.....</b>	<b>66</b>
<b>2.15 Reflector y refractor Fresnel.....</b>	<b>67</b>
<b><u>3) Datos experimentales.</u></b>	
<b>3.1 Esquema de la instalación.....</b>	<b>69</b>
<b>3.2 Colector solar plano de vacío 400V plus, en el tejado.....</b>	<b>70</b>
<b>3.3 Medidas del intercambiador de calor.....</b>	<b>72</b>
<b>3.4 Intercambiador de calor Alfa Laval M6MF.....</b>	<b>72</b>
<b>3.5 Esquema de la máquina de absorción.....</b>	<b>73</b>
<b>3.6 Máquina de absorción.....</b>	<b>74</b>



<b>3.7 Tanques de almacenamiento.....</b>	<b>76</b>
<b>3.8 Vista de la aplicación que muestra los valores registrados en la instalación meteorológica, actualizados cada minuto.....</b>	<b>83</b>
<b>3.9 Radiación global frente al tiempo.....</b>	<b>95</b>
<b>3.10 Rendimiento de los colectores frente al tiempo.....</b>	<b>96</b>
<b>3.11 Rendimiento de los colectores frente a la temperatura de salida del colector.....</b>	<b>97</b>
<b>3.12 Calor útil frente a temperatura de salida de los colectores.....</b>	<b>98</b>
<b>3.13 Radiación global diaria recibida entre 30/06 y 11/07.....</b>	<b>99</b>
<b><u>4) Simulación.</u></b>	
<b>4.1 Esquema de la tubería.....</b>	<b>113</b>
<b>4.2 Evolución de temperaturas simulación (superior) y experimental (inferior) del día 30/06/2007.....</b>	<b>121</b>
<b>4.3 Evolución de temperaturas simulación (superior) y experimental (inferior) del día 05/07/2007.....</b>	<b>122</b>
<b>4.4 Evolución de temperaturas simulación (superior) y experimental (inferior) del día 11/07/2007.....</b>	<b>123</b>
<b>4.5 Evolución temporal de <math>\eta_s</math> del día 30/06/2007.....</b>	<b>125</b>
<b>4.6 Evolución temporal de <math>\eta_s</math> del día 05/07/2007.....</b>	<b>126</b>
<b>4.7 Evolución temporal de <math>\eta_s</math> del día 11/07/2007.....</b>	<b>127</b>
<b>4.8 Evolución temporal de <math>Q_{pl}</math> y <math>P_{t1}</math> del día 30/06/2007.....</b>	<b>130</b>
<b>4.9 Evolución temporal de <math>Q_{pl}</math> y <math>P_{t1}</math> del día 05/07/2007.....</b>	<b>130</b>
<b>4.10 Evolución temporal de <math>Q_{pl}</math> y <math>P_{t1}</math> del día 11/07/2007.....</b>	<b>131</b>



## **5) Estudio económico.**

### **5.1 Desglose del presupuesto de la instalación.....139**



## **ÍNDICE DE TABLAS**

### **1. La máquina de absorción.**

**1.1 COP y Rango de temperaturas de funcionamiento.....22**

**1.2 Máquinas de absorción de baja potencia.....26**

### **3) Datos experimentales.**

**3.1 Especificaciones técnicas del panel 400V plus.....71**

**3.2 Propiedades térmicas de los componentes del panel.....71**

**3.3 Características de las placas.....72**

**3.4 Dimensiones del intercambiador.....72**

**3.5 Especificaciones de la máquina de absorción.....75**

**3.6 Dimensiones de los tanques de almacenamiento.....76**

**3.7 Propiedades de los materiales que conforman los tanques.....77**

**3.8 Dimensiones de las tuberías del circuito primario.....77**

**3.9 Propiedades de los materiales del circuito primario.....77**

**3.10 Dimensiones de las tuberías del circuito secundario.....78**

**3.11 Propiedades de los materiales del circuito secundario.....79**

**3.12 Dimensiones de las tuberías del circuito terciario.....79**

**3.13 Propiedades de los materiales del circuito terciario.....80**

**3.14 Dimensiones de las tuberías del circuito cuaternario.....80**

**3.15 Propiedades de los materiales del circuito cuaternario.....81**

**3.16 Propiedades de los fluidos de la instalación.....82**



<b>3.17 Bombas de la instalación.....</b>	<b>82</b>
<b>3.18 Funcionamiento de la instalación.....</b>	<b>84</b>
<b>3.19 Radiación global y temperatura de entrada y salida del agua que circula por los colectores.....</b>	<b>86</b>
<b>3.20 Calor útil y rendimiento de los colectores.....</b>	<b>91</b>
<b>3.21 Valores medios de <math>Q_u</math> y <math>\eta_c</math>.....</b>	<b>95</b>
<b><u>4) Simulación.</u></b>	
<b>4.1 Valores geométricos de los colectores.....</b>	<b>106</b>
<b>4.2 Valores de <math>\eta_{sT}</math>.....</b>	<b>128</b>
<b>4.3 Resultados variación de la superficie solar.....</b>	<b>133</b>
<b>4.4 Resultados variación del volumen del tanque.....</b>	<b>134</b>
<b><u>5) Estudio económico.</u></b>	
<b>5.1 Coste de la instalación.....</b>	<b>135</b>
<b>5.2 Precio de las bombas.....</b>	<b>136</b>
<b>5.3 Coste de electricidad.....</b>	<b>137</b>
<b>5.4 Gastos de explotación.....</b>	<b>138</b>
<b>5.5 Desglose del presupuesto de la instalación.....</b>	<b>138</b>
<b><u>6) Estudio medioambiental.</u></b>	
<b>6.1 Impactos sobre el aire.....</b>	<b>141</b>
<b>6.2 Impactos sobre el agua.....</b>	<b>142</b>
<b>6.3 Emisiones de <math>CO_2</math>.....</b>	<b>143</b>

## *0. INTRODUCCIÓN*

---



## **0. Introducción.**

### **I. Importancia del proyecto.**

La contribución de la energía solar térmica al consumo energético mundial sigue siendo muy escasa todavía, pese a que empiezan a percibirse ciertos síntomas de cambio que permiten ser más optimistas de cara al futuro. Al creciente interés de los ciudadanos por este tipo de soluciones hay que sumar las ayudas e incentivos que se han puesto en marcha en muchos países del mundo y la reducción de precios de los captadores solares en algunos mercados, especialmente activos, como China o Japón. Una situación que pone de manifiesto que estamos ante una tecnología madura que ha experimentado un significativo avance durante los últimos años<sup>[36]</sup>.

En la actualidad la capacidad de energía solar instalada en el mundo supera a la de otras renovables con altos índices de desarrollo, como es el caso de la energía eólica. Con una potencia instalada de 98,4 GW térmicos a finales de 2004 (Datos del Solar Heat Worldwide 2004, considerando 41 países que representan el 57% de la población mundial y el 85-90% del mercado mundial de solar térmica), la solar térmica ha alcanzado unos niveles de popularidad impensables hace tan solo unos años. Y no exclusivamente por lo que a la producción de agua caliente se refiere, sino también en cuanto a la calefacción de viviendas<sup>[36]</sup>.

Europa representa tan solo el 9% del mercado mundial de energía solar térmica con una potencia instalada de 10.000 MWth (MW térmico) a finales de 2004, o lo que es lo mismo, un total de 14 millones de m<sup>2</sup> de captadores solares en funcionamiento. El impulso que ha recibido esta industria durante los últimos años, es lo que ha permitido dar un paso firme en el objetivo común de alcanzar los 100 millones de m<sup>2</sup> de superficie instalada que se pretenden conseguir en el horizonte de 2010<sup>[36]</sup>.





España es el cuarto país europeo en el aprovechamiento de la energía solar térmica, por delante de países como Italia, Francia o Gran Bretaña. Con un 6% del total del mercado europeo, nuestro país ha alcanzado la madurez tecnológica y comercial tras más de 20 años de experiencia <sup>[36]</sup>.

Nuestro país aún se encuentra lejos de los objetivos nacionales fijados en el Plan de Energías Renovables (PER), que plantea alcanzar una superficie instalada de 4,9 millones de metros cuadrados para el año 2010. Para ello, la entrada en vigor del Código Técnico de la Edificación, que obliga a instalar un aporte de energía solar para agua caliente en todas las viviendas de nueva construcción, junto a las medidas ya puestas en marcha con anterioridad, darán un impulso definitivo a un mercado con excelentes perspectivas a medio y largo plazo <sup>[36]</sup>.

En la actualidad, el principal cliente de energía solar en España es el usuario particular, que solicita la instalación de captadores solares de baja temperatura para el consumo de agua caliente sanitaria. En segundo lugar se encuentran los hoteles y restaurantes, en los que existe creciente interés por este tipo de soluciones energéticas. Además de estos dos grupos de consumidores, que son los que más aportan al total de la superficie instalada en España, en general, se puede decir que existen buenos ejemplos en múltiples sectores y para todo tipo de aplicaciones posibles, pudiendo mencionar las instalaciones en centros educativos, centros deportivos, centros sanitarios, albergues, campings... <sup>[36]</sup>

La energía solar térmica aprovecha la radiación del Sol para calentar un fluido que, por lo general, suele ser agua o aire. La capacidad de transformar los rayos solares en calor es, precisamente, el principio elemental en el que se basa esta fuente de energía renovable <sup>[36]</sup>.



Las aplicaciones de este tipo de energía se muestran a continuación <sup>[36]</sup>:

a) Producción de agua caliente sanitaria (ACS): es una alternativa completamente madura y rentable. Esto es debido a que los niveles de temperaturas que se precisan alcanzar (normalmente entre 40 y 45 °C), coinciden con los más adecuados para el buen funcionamiento de los sistemas solares estándar que se comercializan en el mercado. Además, hacemos referencia a una aplicación que debe satisfacer a lo largo de todo el año, por lo que la inversión en el sistema solar se rentabilizará más rápidamente que en el caso de otros usos solares, como la calefacción, que sólo tienen utilidad durante los meses fríos.

Con los sistemas de energía solar térmica hoy en día podemos cubrir el 100% de la demanda de agua caliente durante el verano y del 50 al 80% del total a lo largo del año; un porcentaje que puede ser superior en zonas con muchas horas de sol al año, como por ejemplo el sur de España.

b) Sistemas de calefacción: se cubre parcialmente la demanda de calefacción en una vivienda y se puede llegar a un ahorro energético de un 25%.

c) Climatización de piscinas: La climatización del agua para piscinas constituye otra aplicación interesante de la energía solar, tanto si se trata de instalaciones cubiertas como a la intemperie. Estas últimas merecen especial atención al existir en gran número y al conseguir resultados más que satisfactorios con sistemas sencillos y baratos.

De hecho, resulta bastante económico lograr una temperatura estable y placentera en piscinas al aire libre. En primer lugar porque, al circular el agua de la piscina directamente por los captadores solares, no es necesario utilizar ningún tipo de intercambiador de calor ni de sistema de acumulación. Y en



segundo lugar, porque la temperatura de trabajo suele ser tan baja (en torno a los 30 °C) que permite prescindir de cubiertas, carcassas o cualquier otro tipo de material aislante. De esta manera, se consigue reducir el precio del captador sin excesivo perjuicio en su rendimiento.

- d) Refrigeración en edificios: el aprovechamiento de la energía solar para producir frío es una de las aplicaciones térmicas con mayor futuro, pues las épocas en las que más se necesita enfriar el espacio coinciden con las que se disfruta de mayor radiación solar. Además, esta alternativa a los sistemas de refrigeración convencionales es doblemente atractiva porque permite aprovechar las instalaciones solares durante todo el año, empleándolas en invierno para la calefacción y en verano para la producción de frío.

De las diversas fórmulas de aprovechar el calor solar para acondicionar térmicamente un ambiente, la más viable en términos de coste de la inversión y ahorro de energía es la constituida por el sistema de refrigeración por absorción, utilizada en el 60% de los casos. El funcionamiento de estos equipos se basa en la capacidad de determinadas sustancias para absorber un fluido refrigerante. Como absorbentes se utilizan principalmente el amoníaco o el bromuro de litio, mientras que como líquido refrigerante es el agua el más recomendado.



Los beneficios ambientales y económicos de la energía solar térmica, son numerosos, por lo que se destacan los más importantes<sup>[36]</sup>:

- No emite gases contaminantes perjudiciales para la salud.
- No emite gases de efecto invernadero que provocan el cambio climático.
- No produce ningún tipo de desperdicio o residuo peligroso de difícil eliminación.
- Su impacto sobre el medio ambiente es mínimo, y de producirse alguno ocurre exclusivamente durante la fase de fabricación de los equipos.
- Este tipo de instalaciones no dejan huella ecológica cuando finaliza el período de explotación.
- Es una energía que no corre peligro de agotarse a medio plazo, puesto que su fuente productora es el Sol.
- No requiere costosos trabajos de extracción, transporte o almacenamiento.
- Desde el mismo momento en que pongamos en marcha nuestra instalación solar, la factura del gas o la electricidad destinada a la producción de agua caliente sanitaria bajará. Esto se traduce en ahorros medios de entre unos 75 a 150 euros al año en una economía familiar, en función del combustible que se sustituya.

## **II Objetivos del proyecto.**

Este proyecto se ha realizado parcialmente con una beca de colaboración con cargo al proyecto de investigación “Técnicas innovadoras para la producción eficiente de frío con energía solar y máquinas de absorción” CCG06-UC3M/ENE-0689. Los objetivos a cumplir son:

- Revisión bibliográfica sobre el estado actual de la tecnología de energía solar térmica de baja temperatura y sus aplicaciones para la producción de frío.



- Análisis de los datos experimentales de los colectores planos de vacío y de la máquina de absorción YAZAKI WFC-10.
- Adaptación de un modelo de una instalación de frío solar (planta solar y máquina de absorción) empleando el calor procedente de los colectores solares planos y analizando la influencia de la superficie solar y volumen del tanque de almacenamiento.
- Realización de un estudio económico y medioambiental de la instalación.

### **III Descripción por capítulos.**

#### Capítulo 1: La máquina de absorción.

Se describe la modelización termodinámica de la máquina de absorción, a continuación se detallan los elementos constituyentes de este equipo y las ecuaciones que rigen los balances másicos y energéticos, para la consecución de la expresión del coeficiente de operación (COP).

Se informa sobre las propiedades y cualidades que debe poseer las disoluciones empleadas en este tipo de tecnología. Se tipifican las máquinas de absorción existentes en el mercado y se valora los efectos ambientales en el uso de ellas.

Finalmente se realiza una perspectiva actual sobre el “frío solar” tanto a nivel europeo como nacional y se destacan algunas instalaciones existentes.

#### Capítulo 2: El colector solar.

Se realiza un estudio sobre los captadores solares: planos, tubos evacuadores y parabólicos. Se describe su funcionamiento y los componentes de cada uno de ellos.

Se destacan las ecuaciones de diseño y de pérdidas térmicas de los colectores solares planos, ya que éstas son empleadas en el modelo la instalación.



### Capítulo 3: Datos experimentales.

Se describen los componentes de la instalación térmica solar y de la máquina de absorción. Se analizan los datos experimentales obtenidos tanto de los colectores solares planos como de la máquina.

Se obtiene un promedio de radiación global diaria recibida, rendimiento diario de los colectores, el calor útil obtenido de la planta solar y se describe el comportamiento de toda la instalación a lo largo de un período de funcionamiento.

### Capítulo 4: Simulación.

Se analiza el modelo matemático y se comparan los resultados obtenidos con los experimentales.

Se caracteriza la influencia entre la superficie solar y el volumen del tanque necesario para el funcionamiento de la instalación.

### Capítulo 5: Estudio económico.

Se estima el coste de la instalación.

### Capítulo 6: Estudio medioambiental.

Se realiza un análisis de los posibles impactos ambientales de la instalación de frío solar y posibles medidas correctoras.

### Capítulo 7: Conclusiones.

Se presenta de las conclusiones obtenidas al final del estudio.

## *1. LA MÁQUINA DE ABSORCIÓN*



## **1. La máquina de absorción <sup>[1]</sup>.**

La máquina de absorción se define como una máquina frigorífica que emplea como ciclo de trabajo el ciclo de absorción.

La absorción es un fenómeno químico que consiste en la separación de uno o más componentes de una mezcla gaseosa con la ayuda de un solvente líquido con el cual forma una disolución. Este proceso implica una transferencia de masa del soluto A a través del gas B, que no se difunde y se encuentra en reposo, hacia un líquido C, también en reposo <sup>[8]</sup>. En el presente proyecto el agua ( $H_2O$ ) es el soluto que se absorbe en bromuro de litio (LiBr).

La máquina de absorción fue creada por Nairne en 1774 y perfeccionada en la segunda mitad del siglo XIX por Carré, sin sufrir ninguna modificación hasta la década de 1950. Este hecho es debido a la producción de energía eléctrica a precios muy reducidos.

Pero a partir de los años 70, debido al aumento del precio de la energía, la industria ha incentivado y promovido el ahorro energético y más concretamente en fuentes de calores residuales (p.ej: gases de escape de las turbinas de gas empleados en calentar el agua en las plantas de cogeneración). Estos focos de calor pueden ser empleados por las máquinas de absorción, por lo que su comercialización aumentó en estos años sobre todo en Estados Unidos (EEUU) y Japón en el sector del aire acondicionado.

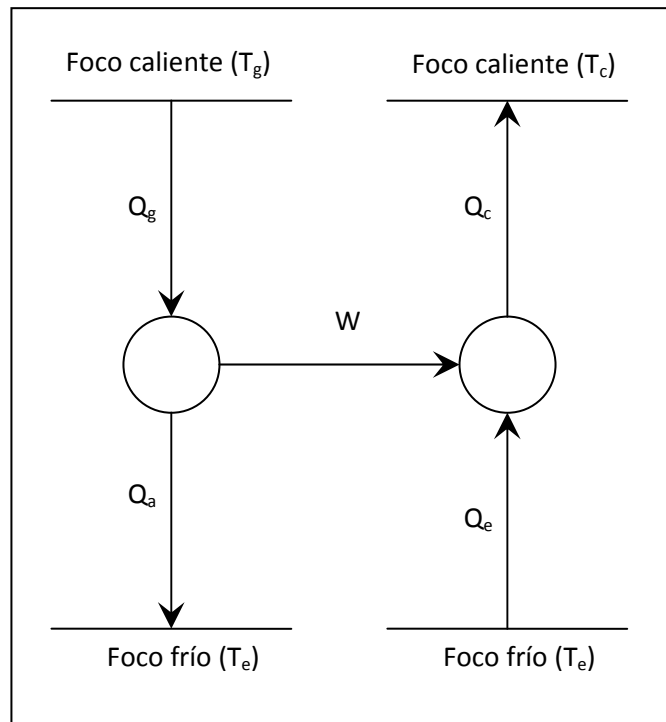
Actualmente, la aplicación de esta tecnología se centra en cubrir la demanda de refrigeración y aire acondicionado en los grandes edificios que es un sector con una gran demanda energética <sup>[3] [5] [6]</sup>.





## 1.1 Fundamentos termodinámicos de la máquina de absorción.

El ciclo de absorción se constituye por una máquina térmica (máquina directa de Carnot) y por una máquina frigorífica (máquina inversa de Carnot), coincidiendo con el ciclo de compresión mecánica, representados en la Figura 1.1:



**Figura 1.1 Modelo termodinámico de la máquina de absorción<sup>[1]</sup>.**

El funcionamiento del modelo es el siguiente: la máquina térmica absorbe energía calorífica,  $Q_g$ , del foco caliente a temperatura  $T_g$ , transforma parte de esta energía en trabajo mecánico  $W$  y transporta el resto,  $Q_a$ , hasta el foco frío a temperatura  $T_e$ . La máquina frigorífica absorbe el trabajo mecánico  $W$ , y la energía calorífica  $Q_e$  de su foco frío a la temperatura  $T_e$ , y la suma de ambos la transporta hasta el foco caliente a la temperatura  $T_c$ .



El parámetro termodinámico que define el comportamiento de la máquina de absorción es el coeficiente de eficiencia energética o coeficiente de operación (CEE o COP) <sup>[2] [3] [5] [6] [7]</sup>, la expresión de este término es:

$$COP = \frac{Q_e}{Q_g} \quad \text{ec [1.1]}$$

Se procede al cálculo de  $COP_{\max}$  o  $COP_{\text{ideal}}$  <sup>[2] [3] [5] [6] [7]</sup>. Para ello se asumen las siguientes hipótesis:

- Las máquinas operan según un ciclo de Carnot ( $\Delta U=0$ ).
- Todos los procesos son reversibles ( $\Delta S=0$ ).
- Sistemas cerrados.
- Signo de calor y trabajo:
  - $Q>0$ : sistema recibe calor del exterior.
  - $Q<0$ : sistema cede calor al exterior.
  - $W>0$ : sistema realiza trabajo.
  - $W<0$ : sistema recibe trabajo del exterior.

- **Máquina térmica:**

El rendimiento se define como:

$$\eta = \frac{W}{Q_g} \quad \text{ec [1.2]}$$



Se aplica el primer principio de la termodinámica:

$$\left. \begin{array}{l} \Delta U = Q - W \\ Q = Q_g - Q_a \\ \Delta U = 0 \text{ (ciclo)} \end{array} \right\} \rightarrow W = Q_g - Q_a \quad \text{ec [1.3]}$$

Se aplica el segundo principio de la termodinámica:

$$\left. \begin{array}{l} \Delta S = \oint \frac{\delta Q}{T} \\ \Delta S = 0 \text{ (procesos reversibles)} \end{array} \right\} \rightarrow \frac{Q_g}{T_g} - \frac{Q_a}{T_e} = 0 \rightarrow \frac{Q_a}{Q_g} = \frac{T_e}{T_g} \quad \text{ec [1.4]}$$

Combinando la ec [1.2] con ec [1.3] y [1.4], se obtiene:

$$\eta = 1 - \frac{T_e}{T_g} = \frac{T_g - T_e}{T_g} \quad \text{ec [1.5]}$$

$$W = Q_g \cdot \frac{T_g - T_e}{T_g} \quad \text{ec [1.6]}$$

- **Máquina frigorífica:**

El rendimiento se define como:

$$\eta = \frac{Q_e}{W} \quad \text{ec [1.7]}$$

Se aplica el primer principio de la termodinámica:

$$\left. \begin{array}{l} \Delta U = Q - W \\ Q = Q_e - Q_c \\ W < 0 \\ \Delta U = 0 \text{ (ciclo)} \end{array} \right\} \rightarrow W = Q_c - Q_e \quad \text{ec [1.8]}$$



Se aplica el segundo principio de la termodinámica:

$$\left. \begin{array}{l} \Delta S = \oint \frac{\delta Q}{T} \\ \Delta S = 0 \text{ (procesos reversibles)} \end{array} \right\} \rightarrow \frac{Q_e}{T_e} - \frac{Q_c}{T_c} = 0 \rightarrow \frac{Q_c}{Q_e} = \frac{T_c}{T_e} \quad \text{ec [1.9]}$$

Combinando la ec [1.7] con ec [1.8] y [1.9], se obtiene:

$$\eta = \frac{1}{\frac{T_e}{T_c} - 1} = \frac{T_c}{T_c - T_e} \quad \text{ec [1.10]}$$

$$W = Q_e \cdot \frac{T_c - T_e}{T_e} \quad \text{ec [1.11]}$$

El trabajo en ambas máquinas debe ser el mismo, se igualan ec [1.6] y ec [1.11], obteniéndose la expresión del  $COP_{ideal}$ :

$$COP_{ideal} = \frac{T_e}{T_g} \cdot \frac{T_g - T_e}{T_e - T_e} \quad \text{ec [1.12]}$$



## 1.2 Componentes de una máquina ideal y su COP.

La máquina de absorción ideal se compone de un generador, un condensador, un evaporador y un absorbedor. Además de una válvula de expansión entre el condensador y el evaporador, encargada de reducir la presión entre estos dos equipos, otra de estrangulamiento con la misma función que la anterior pero situada entre el generador y el absorbedor y una bomba que impulsa la disolución desde el absorbedor hasta el generador, en la Figura 1.2 se representa de forma gráfica los elementos de la misma:

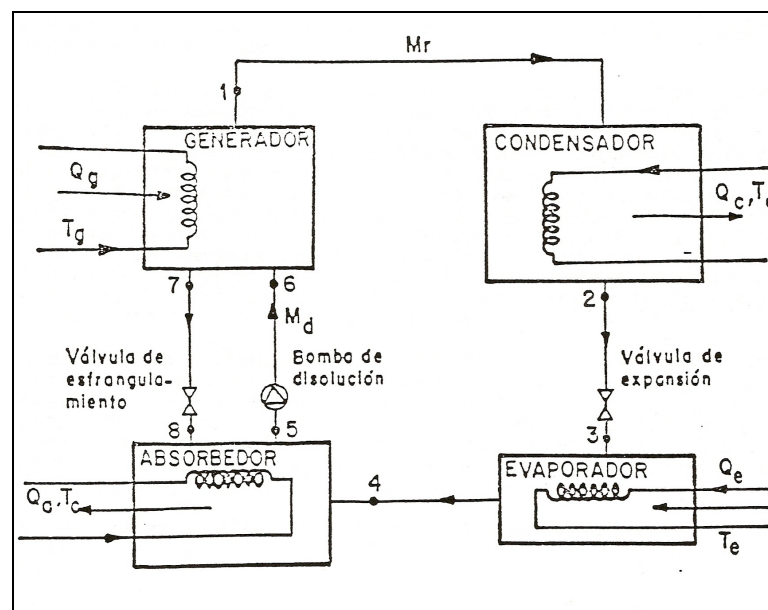


Figura 1.2 Máquina de absorción <sup>[1]</sup>.

Se asumen las siguientes suposiciones:

- Equilibrio termodinámico en cada una de las transformaciones.
- Intercambiadores de calor de área infinita.
- La temperatura de alimentación de la disolución diluida es la misma que sale del generador.



Existen dos zonas bien diferenciadas, la de alta presión formada por el generador y el condensador y la de baja presión constituida por el evaporador y el absorbedor. Además de existir dos ciclos: el ciclo del refrigerante y el de la disolución.

El funcionamiento de la máquina de absorción se describe a continuación. Una fuente de calor proporciona el calor  $Q_g$  a la temperatura  $t_g$  al generador, separando el refrigerante de la disolución (punto1). El vapor del refrigerante a la temperatura  $t_g$  y presión  $P_c$  es conducido hacia el condensador donde condensa a la temperatura  $t_c$  y presión  $P_c$  (punto2). El refrigerante líquido sufre una expansión isoentálpica en la válvula de expansión, donde se transforma parcialmente en vapor, y disminuye su presión hasta  $P_e$  (punto 3). El refrigerante hierve en el evaporador a la temperatura  $t_e$  y presión  $P_e$  (punto 4). El refrigerante vapor, a la temperatura  $t_e$  y presión  $P_e$ , es transportado hasta el absorbedor, donde es absorbido por la disolución a la temperatura  $t_a$  y presión  $P_e$ . Como el absorbedor y el condensador transfieren calor al medioambiente, se suele cumplir que  $t_a = t_c$ .

La disolución caliente, a la temperatura  $t_g$  y presión  $P_c$ , sale del generador (punto 7), pasa a través de la válvula de estrangulamiento y retorna al absorbedor a la temperatura  $t_g$  y presión  $P_e$  (punto 8), donde se mezcla con la disolución existente en el absorbedor. Ésta, a la temperatura  $t_c$  y presión  $P_e$  (punto 5), es bombeada al generador a la presión  $P_c$ , donde se calienta hasta la temperatura  $t_g$  (punto 6) continuando el ciclo.

En el condensador, el refrigerante se transforma a estado líquido cediendo su calor latente  $Q_c$  a un fluido exterior, en cambio en el evaporador el refrigerante hierve a baja presión absorbiendo el calor  $Q_e$  del fluido exterior que refrigera. El conjunto absorbedor- bomba se denomina compresor termoquímico porque realiza la misma función que el compresor mecánico ya que el vapor procedente del evaporador entra en el absorbedor como vapor saturado y sale en el generador como vapor recalentado al igual que el fluido de trabajo del ciclo de compresión mecánica.



El COP se define como:

$$COP = \frac{Q_e}{Q_g} \quad \text{ec [1.1]}$$

Aplicando el primer principio de la termodinámica en cada uno de los componentes de la máquina de absorción, asumiendo las hipótesis:

- Estado estacionario.
- Se desprecian la diferencia de energía tanto cinética como potencial.

Se obtienen las siguientes expresiones:

$$Q_g = m_r \cdot (h_1 - h_7) + m_d \cdot (h_7 - h_6) \quad \text{ec [1.13]}$$

$$-Q_c = m_r \cdot (h_1 - h_2) \quad \text{ec [1.14]}$$

$$Q_e = m_r \cdot (h_4 - h_3) \quad \text{ec [1.15]}$$

$$-Q_a = m_r \cdot (h_4 - h_8) + m_d \cdot (h_8 - h_5) \quad \text{ec [1.16]}$$

$$W_b = m_d \cdot (h_6 - h_5) \quad \text{ec [1.17]}$$



Suponiendo que la transformación en la válvula de expansión y de estrangulamiento es isoentálpica y que el trabajo realizado por la bomba ( $W_b$ ) es despreciable en comparación con el calor suministrado al generador ( $h_2=h_3$ ;  $h_5=h_6$ ;  $h_7=h_8$ ), se obtiene:

$$COP = \frac{(h_4 - h_2)}{\left[ (h_1 - h_7) + \left( \frac{m_d}{m_r} \right) \cdot (h_7 - h_5) \right]} \quad \text{ec [1.18]}$$

Realizando un balance de masa en el generador, se obtiene el valor del cociente  $\left( \frac{m_d}{m_r} \right)$ , en función de la concentración de absorbente (X):

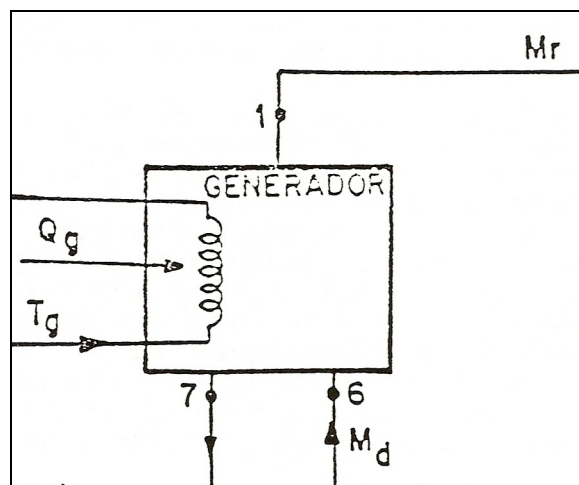


Figura 1.3. Generador<sup>[1]</sup>.





- **Balance de masa en el generador**

$$\left. \begin{aligned} \frac{dm}{dt} &= \sum_i m_{ei} - \sum_i m_{si} \\ \frac{dm}{dt} &= 0 \text{ (estado estacionario)} \end{aligned} \right\} \rightarrow m_{r1} + m_{d7} = m_{d6} \rightarrow m_{d7} = m_{d6} - m_{r1} \text{ ec [1.19]}$$

- **Balance de masa de refrigerante**

$X_{ra}$  = concentración de refrigerante en el absorbedor.

$X_{rg}$  = concentración de refrigerante en el generador.

$$\left. \begin{aligned} X_{ra} &= \frac{m_{r6}}{m_{d6}} \rightarrow m_{r6} = X_{ra} \cdot m_{d6} \\ X_{rg} &= \frac{m_{r7}}{m_{d7}} \rightarrow m_{r7} = X_{rg} \cdot m_{d7} \end{aligned} \right\} \rightarrow m_{r1} + m_{r7} = m_{r6} \rightarrow \frac{m_{d6}}{m_{r1}} = \frac{1 - X_{rg}}{X_{ra} - X_{rg}} \text{ ec [1.20]}$$

Se cumple:

$$\left. \begin{aligned} X_{ra} + X_a &= 1 \\ X_{rg} + X_g &= 1 \end{aligned} \right\} \rightarrow \frac{m_{d6}}{m_{r1}} = \frac{1 - X_{rg}}{X_{ra} - X_{rg}} \rightarrow \frac{m_d}{m_r} = \frac{X_g}{X_g - X_a} \text{ ec [1.21]}$$

Si  $m_{r1} = 1$  Kg, la ec [1.21] permite obtener el caudal de disolución bombeado por cada kilogramo de refrigerante producido en el generador:

$$m_d = \frac{X_g}{X_g - X_a} \text{ ec [1.22]}$$



### 1.3 Fluidos de trabajo.

El sistema termodinámico de refrigeración por absorción emplea una disolución, generalmente de dos o tres componentes. En el primer caso los componentes de la disolución se denominan: refrigerante y absorbente.

Un refrigerante es una sustancia química que absorbe calor de un fluido para que éste baje su temperatura. Las propiedades que debe poseer son:

- a) Elevado calor latente de vaporización, a fin de disminuir en lo máximo posible el caudal másico de refrigerante que ha de circular por la instalación, con la consecuente reducción del tamaño de la misma así como de las pérdidas de carga en tuberías e intercambiadores de calor.
- b) Presión de condensación a la temperatura de condensación no muy elevada, debido a que si es elevada se dificulta la estanqueidad de la instalación, facilitando las fugas de refrigerante. Además aumenta el coste del compresor y del equipo situado en la zona de alta presión (necesita una elevada resistencia mecánica).
- c) Presión de vapor a la temperatura de evaporación no debe ser excesivamente baja debido a que si es menor que la atmosférica se presentan problemas de estanqueidad y entrada de aire disminuyendo la eficiencia del ciclo, compra de equipos de purga de aire y aparición de la corrosión y formación de cristales de hielo.
- d) Volumen específico del vapor del refrigerante a la presión de evaporación debe ser reducido, a fin de disminuir el tamaño del compresor.
- e) Temperatura de congelación baja para que no se solidifique en las condiciones de trabajo normales.
- f) Conductividad térmica elevada para disminuir las superficies de intercambio en la medida de lo posible.



- g) Viscosidad reducida a fin de disminuir las pérdidas de carga en las tuberías e intercambiadores.
- h) Comportamiento inerte frente al material que constituye la instalación.
- i) Debe ser barato, para disminuir costes y que el precio total de la máquina sea lo más bajo posible.

El absorbente es una sustancia que tiene una gran afinidad con el refrigerante. Esta afinidad permite que el refrigerante en estado vapor sea absorbido por el absorbente aumentando la concentración de éste en la disolución. Las propiedades que debe cumplir son:

- a) Estabilidad en las temperaturas de trabajo del ciclo.
- b) Fácilmente soluble en el refrigerante.
- c) Punto de ebullición superior al del refrigerante para permitir su fácil separación.
- d) Temperatura de cristalización del eutéctico, formado con el refrigerante, baja para la no formación de cristales.
- e) Baja agresividad química para evitar la corrosión en la instalación.
- f) Barato y poco tóxico.

Por ser el fluido de trabajo una disolución, las características del ciclo y su rendimiento, dependerán de sus propiedades físicas, de las cuales se destacan:

- a) Solubilidad total a las temperaturas y presiones del ciclo.
- b) Absorción fácil del refrigerante por el absorbente.
- c) Tendencia rápida al equilibrio.
- d) Fácil separación del refrigerante puro.
- e) Baja volatilidad del absorbente.



f) Baja viscosidad.

Las disoluciones más utilizadas comercialmente son el par amoníaco-agua [ $\text{NH}_3$  (refrigerante) -  $\text{H}_2\text{O}$  (absorbente)] y bromuro de litio-agua [ $\text{LiBr}$  (absorbente) -  $\text{H}_2\text{O}$  (refrigerante)]. El primero de ellos es empleado en climatización en sistemas de gran potencia y de pequeña potencia mientras que el segundo en sistemas de aire acondicionado de mediana y gran potencia.

#### 1.4 Tipos de máquina de absorción.

Principalmente existen dos tipos de máquinas de absorción: simple efecto y doble efecto.

La configuración de la máquina de simple efecto viene representada en la Figura 1.4:

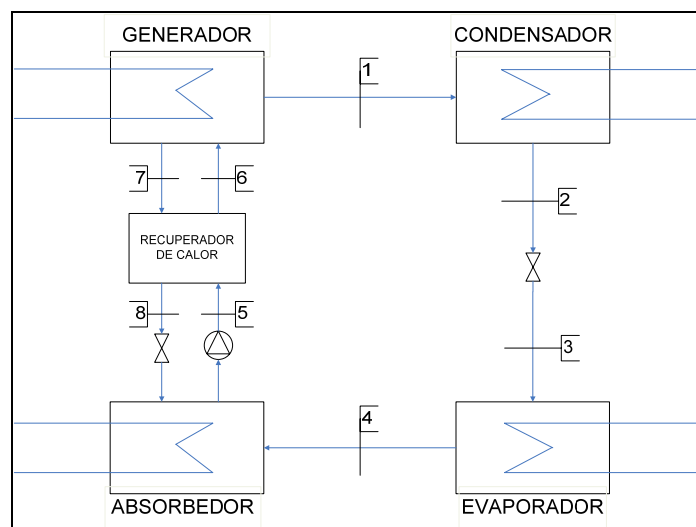


Figura 1.4 Máquina de absorción de simple efecto<sup>[1]</sup>.

Gracias al recuperador de calor introducido entre el absorbedor y el generador, la eficiencia del ciclo aumenta. Esto es debido a que se aprovecha parte del calor que llega al absorbedor para calentar la disolución que se dirige al generador, calor que no será necesario que aporte la fuente.



La fuente de calor puede ser de combustible fósil o de calor residual. Ésta última es de gran interés, debido a que emplea un intercambiador de calor que transfiere el calor residual a un fluido térmico intermedio y éste es bombeado hacia el generador de la máquina de absorción para que se dé el proceso de separación entre el refrigerante y el absorbente. En el presente proyecto se estudia el calor que es capaz de transmitir el agua calentada a través de colectores solares térmicos planos de vacío al generador para que la máquina de simple efecto comience a funcionar.

El COP de la máquina de absorción de simple efecto es:

$$COP = \frac{Q_e}{Q_g + W_b} \rightarrow COP = \frac{(h_4 - h_2)}{\left[ (h_1 - h_7) + \left( \frac{m_d}{m_r} \right) \cdot (h_7 - h_6) + W_b \right]} \quad \text{ec [1.23]}$$

A diferencia con ec [1.18], el efecto del recuperador de calor es apreciable  $h_6 > h_5$  y se tiene en cuenta el trabajo de la bomba  $W_b$ . Esta expresión se obtiene realizando los balances de energía en el generador, condensador, evaporador y absorbedor que coinciden con las ecuaciones [1.13-1.17]

Las únicas variables no conocidas son la temperatura de entrada de la disolución al generador ( $t_6$ ) y la de entrada del absorbedor ( $t_8$ ). Para ello el recuperador de calor funciona con una eficiencia conocida ( $\varepsilon$ ):

$$\varepsilon = \frac{t_7 - t_8}{t_7 - t_5} \rightarrow t_8 = t_7 - \varepsilon \cdot (t_7 - t_5) \quad \text{ec [1.24]}$$



Además se cumple:

$$\left. \begin{aligned} Q_R &= (m_d - 1) \cdot C_{p_g} \cdot (t_7 - t_8) \\ Q_R &= m_d \cdot C_{p_a} \cdot (t_6 - t_5) \end{aligned} \right\} \rightarrow t_6 = t_5 + \frac{Q_R}{m_d \cdot C_{p_a}} \text{ ec [1.25]}$$

Las máquinas de doble efecto se encuentran constituidas por dos generadores de refrigerante, el generador de alta temperatura (GA) y el de baja temperatura (GB), dos recuperadores de calor de la disolución (RA y RB), un condensador y un subenfriador del líquido, una válvula de expansión, el evaporador y el absorbedor. El equipo necesario resulta ser el mismo que en las de simple efecto pero en este caso el generador se desdobra en dos.

La zona de alta presión está constituida por el evaporador y el absorbedor, mientras que la de baja presión la constituyen el condensador y el generador. Se pueden encontrar dos configuraciones en serie si se suministra el mismo caudal de disolución sucesivamente al generador de baja y al de alta. Si el caudal se reparte entre los dos generadores la distribución será en paralelo.

Su principal uso está reservado a la recuperación de calor residual y el efecto útil es el calor producido en el absorbedor, aunque existen casos en los que no es posible obtener provecho económico simultáneo del condensador y el absorbedor. Este tipo de máquinas se encuentran en desarrollo experimental por lo que su presencia en el mercado es escasa.

Valores típicos de funcionamiento de las dos máquinas son:

**Tabla 1.1 COP y Rango de temperaturas de funcionamiento <sup>[5]</sup>.**

<b>Tipo de máquina</b>	<b>COP</b>	<b>Rango de temperaturas (°C)</b>
<b>Simple efecto</b>	0,6-0,7	75-90
<b>Doble efecto</b>	1,2-1,5	120-160



En el presente proyecto se estudiará la máquina de absorción de simple efecto.

### **1.5 Consideraciones ambientales de la máquina de absorción.**

La máquina de absorción es una alternativa para llegar al desarrollo sostenible energético debido a:

- Emisión de CO<sub>2</sub> baja, ya que pueden funcionar con fuentes de calor residual o por medio de combustibles fósiles de baja emisión. De esta manera se reduce el efecto invernadero que existe en la Tierra. Actualmente se encuentra en fase de investigación el uso de la energía solar como fuente de calor para la máquina de absorción (Proyecto SACE) <sup>[3]</sup>.
- Bajo potencial de destrucción del ozono, porque los refrigerantes empleados son los denominados naturales (agua, amoníaco...), que al emitirlos a la atmósfera no se combinan con los radicales libres de oxígeno favoreciendo de esta manera la conservación de la capa de ozono.
- La existencia de un creciente desarrollo del ciclo de absorción para la consecución de máquinas capaces de trabajar con igual o mejor eficiencia que las máquinas de compresión mecánica.

Al emplear un calor residual o renovable como fuente de energía de la máquina de absorción se requiere evaluar el calor disponible y el flujo energético de la máquina para que opere sin interrupción. Comparando ambos flujos de energía se deducirá si la fuente de calor es capaz de accionar la máquina o será necesario el empleo de otra.

Para evaluar el calor disponible y su fiabilidad es necesario conocer: las temperaturas y caudales de la fuente, la continuidad del suministro o sus variaciones temporales, que dependerán del régimen de carga del proceso que lo genera.



## 1.6 Descripción de una planta solar <sup>[4]</sup>.

Una planta solar es una instalación cuyo objetivo es emplear la energía térmica procedente del Sol para fines energéticos (producción de energía eléctrica, agua caliente para calefacción, ACS...). En este proyecto el uso de este sistema, se encuentra justificado debido a que el generador de la máquina de absorción es alimentado con agua caliente proveniente de la planta. A continuación se representa un esquema de ésta:

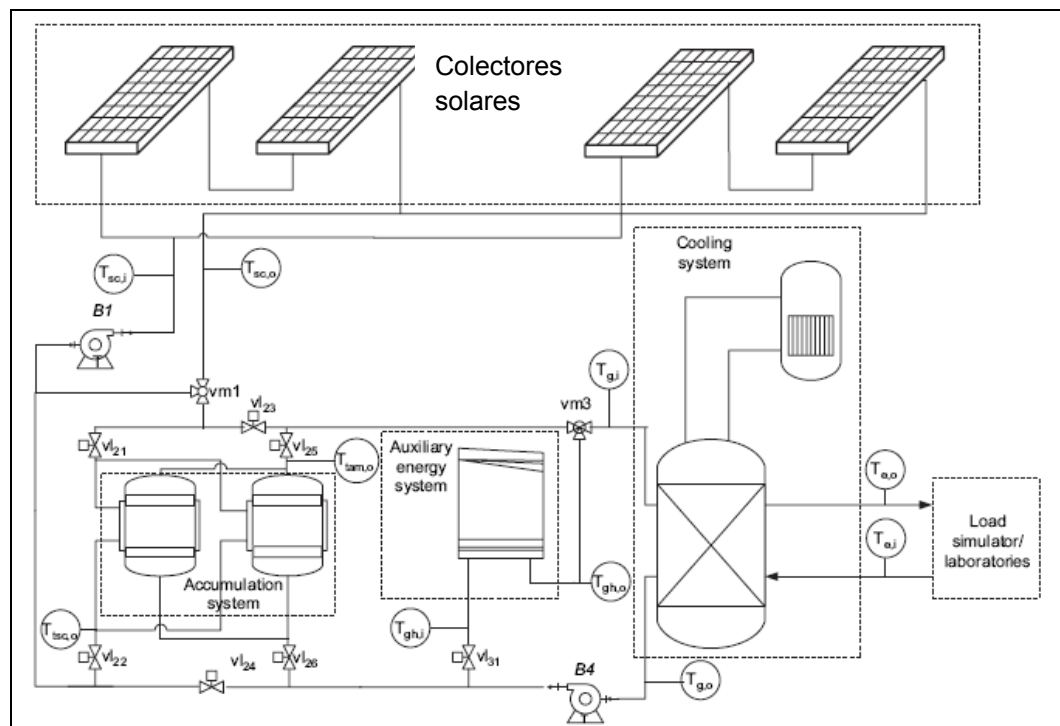


Figura 1.5 Planta solar acoplada a una máquina de absorción <sup>[4]</sup>.

Los componentes son:

- 1) Colectores solares: encargados de calentar el agua que circula a través de ellos por medio de la radiación solar.





2) Sistema acumulador: almacenan el agua caliente proveniente de los colectores. Generalmente son depósitos de gran capacidad. Actúa cuando la radiación solar no permite alcanzar la temperatura deseada para el funcionamiento de la máquina de absorción.

3) Sistema de energía auxiliar: equipo cuya función es suministrar energía adicional cuando el agua procedente de los colectores no posee la temperatura adecuada para el accionamiento de la máquina de absorción. Generalmente es un calentador alimentado por un combustible fósil o derivados.

Este tipo de instalaciones se han desarrollado en países cuya carga solar es muy alta (España, Grecia, Italia...).

### **1.7 Actualidad de la planta solar y de la máquina de absorción.**

El sector energético que emplea ambas tecnologías es el del aire acondicionado. Éste representa un mercado en continuo ascenso debido a la construcción de edificios comerciales y residenciales, originando una demanda que exige condiciones de calidad en el ambiente en el que se desarrollan todas las actividades de los usuarios. Gracias a los sistemas de acondicionamiento de aire, se regulan tanto la temperatura como la humedad del mismo cumpliendo los requerimientos de confort exigidos por las personas dentro del edificio <sup>[6]</sup>.

El empleo comercial de la energía solar para sistemas de aire acondicionado es relativamente nuevo, concretamente se comienza en 1996 gracias a la investigación de Lamp y Ziegler y continúa en nuestros días gracias al Proyecto SACE (Solar Air Conditioning in Europe) promovido por la Unión Europea y al Solar Heating and Cooling Program financiado por la IEA <sup>[3]</sup>.



Destaca que casi todos los sistemas demandan una potencia de 50 kW y debido a la existencia de diversas fuentes de calor, se pueden encontrar una gran variedad de tecnologías frigoríficas que pueden ser combinadas con los colectores solares. Sin embargo, recientes compañías han comenzado a desarrollar máquinas por debajo de 50 kW promoviendo un desarrollo de sistemas de baja y media potencia <sup>[6]</sup>.

Este hecho tiene su fundamento en la aparición de colectores solares de alta eficiencia realizados por las industrias medianas y pequeñas, proporcionando una buena base para la realización de nuevas tentativas <sup>[6]</sup>.

En la Tabla 1.2 se recoge una representación de máquinas de absorción de la gama de baja potencia <sup>[9]</sup>:

**Tabla 1.2. Máquinas de absorción de baja potencia. <sup>[9]</sup>**

Industria/ I+D	País	Capacidad (kW)	Refrigerante	Tipo	Fluidos de trabajo	Temperatura de trabajo (°C)	COP	Estado
Pink/Joanneum Research	Australia	10	Agua	SE <sup>1</sup>	NH <sub>3</sub> /H <sub>2</sub> O	80	0,55	En prueba
Yazaki	Japón	35	Agua	SE	LiBr/H <sub>2</sub> O	87	0,71	En venta
EAW	Alemania	15	Agua	SE	LiBr/H <sub>2</sub> O	85	0,7	En venta
ClimateWell AB	Suecia	10	Agua	SE+Almacenamiento	LiCl/H <sub>2</sub> O	90	0,7	En venta
Phoenix	Alemania	10	Agua	SE	LiBr/H <sub>2</sub> O	85	0,7	En prueba
Rotartica	España	4,5	Agua	SE	LiBr/H <sub>2</sub> O	90	0,7	En venta
Rinnai/Osaka gas	Japón	6,7	Agua	DE <sup>2</sup>	LiBr/H <sub>2</sub> O	Calentador gas	1,2	En venta
Robur	Italia	15	Aire	GAX <sup>3</sup>	NH <sub>3</sub> /H <sub>2</sub> O	Calentador de gas	0,9	En venta

1. Simple efecto; 2. Doble efecto; 3. Intercambiador Generador-Absorbedor.



Exceptuando las dos últimas máquinas, las demás poseen un razonable rango de temperaturas de trabajo bajo, entre 80-90°C, el cual se puede obtener con un tamaño de colector solar medio <sup>[9]</sup>.

El ciclo de simple efecto domina sobre los demás, debido a que el proceso de fabricación del aparato de absorción es más fácil y barato en comparación con los de doble efecto. Los únicos inconvenientes al emplear este tipo de máquina son: la utilización de una torre de refrigeración y la relación de inversión inicial (torre de refrigeración, bomba, tuberías etc) y el coste de operación (consumo de agua y electricidad, mantenimiento etc) <sup>[9]</sup>.

Según el proyecto SACE (2003), el consumo de agua en este tipo de sistemas en Europa es de 5,3 kg/(kWh)<sub>frigorífico</sub>. Aunque el precio del agua puede ser insignificante, es un gasto elevado debido a que con 1,4 kg de agua refrigerada se obtiene 1(kWh)<sub>frigorífico</sub>. Lo mismo ocurre con el gasto de eléctrico, 225 W/(kWh)<sub>frigorífico</sub>, cuya mayoría es empujado en la circulación del agua por el circuito <sup>[9]</sup>.

En la Figura 1.6, se representa el coste energético (€/kWh) frente al poder frigorífico de los distintos sistemas de refrigeración existentes <sup>[10]</sup>.

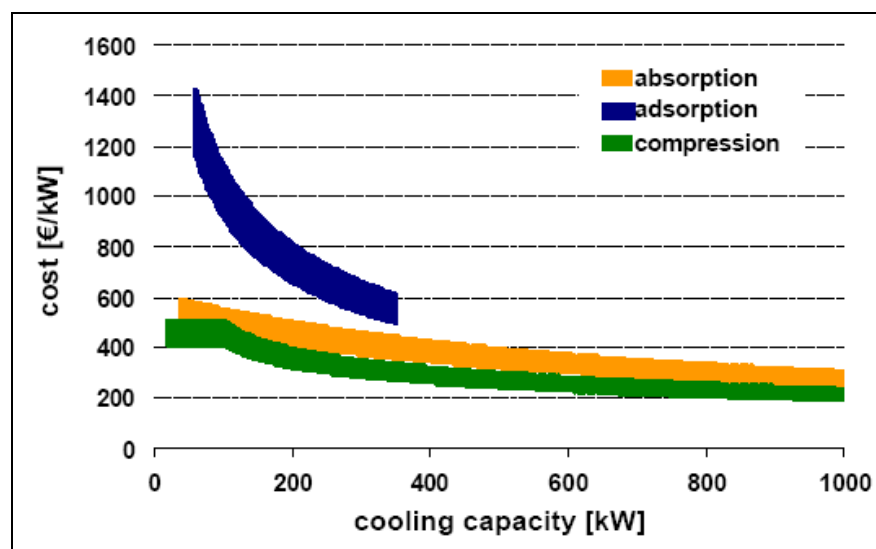


Figura 1.6 Coste energético frente a capacidad frigorífica <sup>[10]</sup>.



Por lo tanto, se deduce que las máquinas de absorción de simple efecto, que emplean agua como refrigerante, se deben emplear en aplicaciones con una carga frigorífica elevada (hospitales, hoteles...) y no en el uso doméstico o en oficinas de pequeño o medio tamaño <sup>[9]</sup>.

El consumo de energía de los edificios residenciales como de los comerciales representa un 40% en la demanda energética europea. El consumo de energía final en 2002 representó el 40,3 % debido a las condiciones adversas del ambiente urbano donde se desarrolla la gran mayoría de actividades laborables. Además el número de sistemas de aire acondicionado se ha incrementado en 5 veces su valor a lo largo de estos últimos 20 años, así como el espacio dedicado al aire-acondicionado 30 millones de m<sup>2</sup> (1980) a 150 millones de m<sup>2</sup> en el 2000. También ha aumentado el consumo de energía de los equipos de aire-acondicionado desde 6 TJ en 1990, 40 TJ en 1996 y se estima 160 TJ en 2010 <sup>[3]</sup>.

Esto ha significado un aumento del precio de la electricidad, así como colapsos en las líneas de suministro eléctrico (sobre todo en verano) y un alto índice de emisión de CO<sub>2</sub> (20 veces más que en 1990) <sup>[3]</sup>. Lo que conlleva a encontrar nuevas alternativas para la producción de frío reduciendo el consumo de energía y el coste de adquisición y mantenimiento de equipos.

Hoy en día se encuentran instalados en Europa 70 equipos de aire-acondicionado que emplean colectores solares. La mayoría se encuentran en Alemania y España <sup>[6]</sup>.

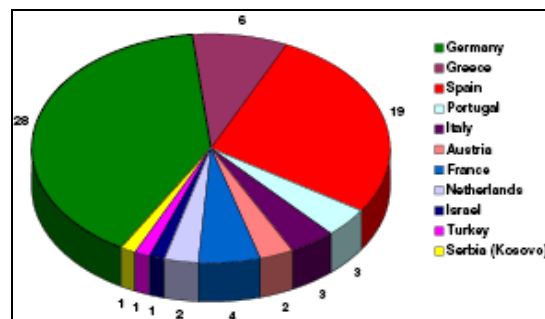


Figura 1. 7 Sistemas instalados en Europa <sup>[6]</sup>.



El tipo de máquinas empleadas en Europa se representa en la Figura 1.8 [6].

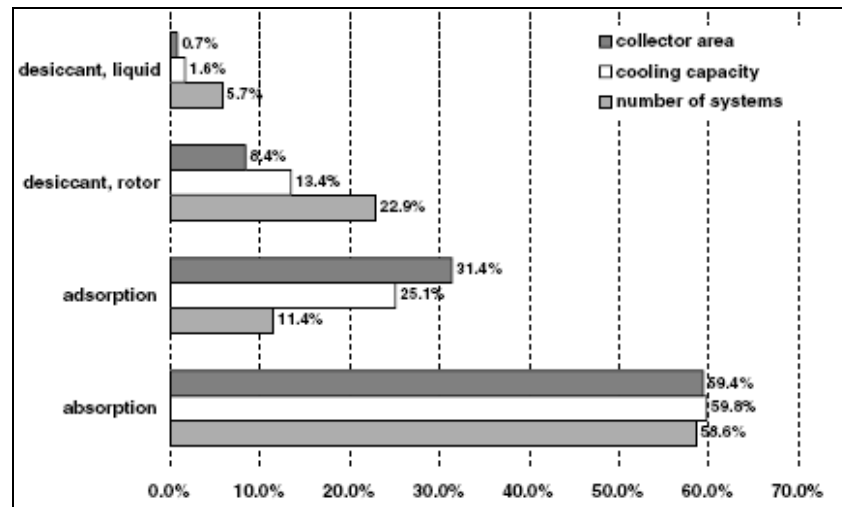


Figura 1.8 Tipos de máquinas empleadas en Europa [6].

El poder frigorífico de todos los sistemas es 6,3 MW con un área total de colectores alrededor de los 17500 m<sup>2</sup>, destacando que el 59 % de los equipos utilizan la máquina de absorción [6].

En cuanto a España, la demanda de energía producida en los inmuebles por los sistemas de aire-acondicionado, ocupa un lugar importante en la demanda total de energía. Gracias al nuevo Código Técnico la demanda frigorífica de un edificio se encuentra regulada por lo que se propicia la instalación de las nuevas innovaciones sobre los sistemas de refrigeración [5].

Debido a la abundante fuente de energía solar que recibe España (1200-1500 kWh/m<sup>2</sup> año) junto con las ordenanzas municipales y el nuevo CTE se estima un aumento de la superficie de colectores solares de 0,014 m<sup>2</sup>/hab (2003) a 0,15-0,30 m<sup>2</sup>/hab (2010). El uso fundamental de esta energía se destinará a las máquinas de absorción, DHW (Domestic Hot Water), ACS (Agua Caliente Sanitaria) y calefacción [5].

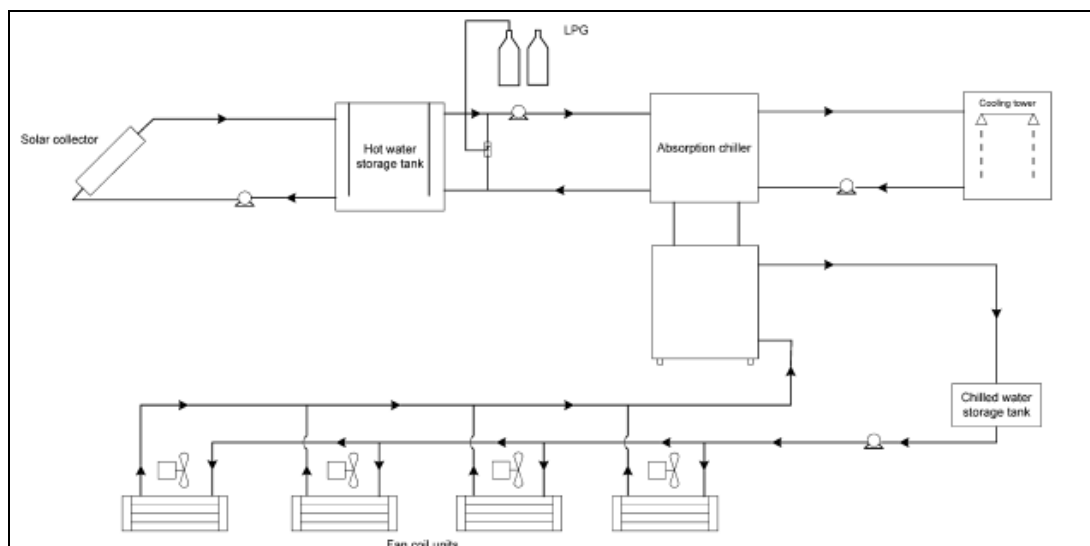


Se presentan a continuación algunos ejemplos destacables de instalaciones tanto de carácter experimental como comercial:

❖ **Escuela de Tecnologías Energéticas Renovables de la Universidad de Naresuan (Tailandia) <sup>[2]</sup>.**

Construida en 2005. El sistema consiste en cinco componentes:

1. Colectores solares de tubo: con una superficie total de 72 m<sup>2</sup>. Consistente en la unión en serie de 5 unidades con 6 tubos cada una. Además cada tubo posee 2,4 m<sup>2</sup> de área de absorción.
2. Máquina de absorción de simple efecto LiBr/H<sub>2</sub>O de 10 Tn: modelo Yazaki WFC SC-10. Sus condiciones de operación son 70-95°C con un consumo de agua caliente de 2,4 l/s produciendo 1,5 l/s de agua a 7°C.
3. Torre de refrigeración: modelo BKC-30 RT con capacidad de 30Tn.
4. Depósitos de agua caliente: de 400 l de capacidad.
5. Recuperador de calor.
6. Unidades de ventilación: cuya cantidad son 4. Modelo Ecoaire WQW 32 V con un consumo total eléctrico de 9,4 KW.



**Figura 1.9 Esquema de la instalación <sup>[2]</sup>.**



Figura 1.10 Colectores solares <sup>[2]</sup>.

❖ **Departamento de Ingeniería Automática y Sistemas de la Universidad de Sevilla (España) <sup>[4]</sup>.**

El equipo consiste:

1. Colectores solares: Colectores planos que trabajan entre 60-100°C y suministran una potencia nominal de 50 kW. La superficie total es 151 m<sup>2</sup>.
2. Depósitos: con una capacidad de 2500 l, trabajando en paralelo.
3. Sistema auxiliar: consistente en un calentador de gas consumiendo una potencia de 60 kW.
4. Máquina de absorción: cuyo par de trabajo es LiBr/H<sub>2</sub>O. Su rango de temperatura de trabajo es 75-100°C.

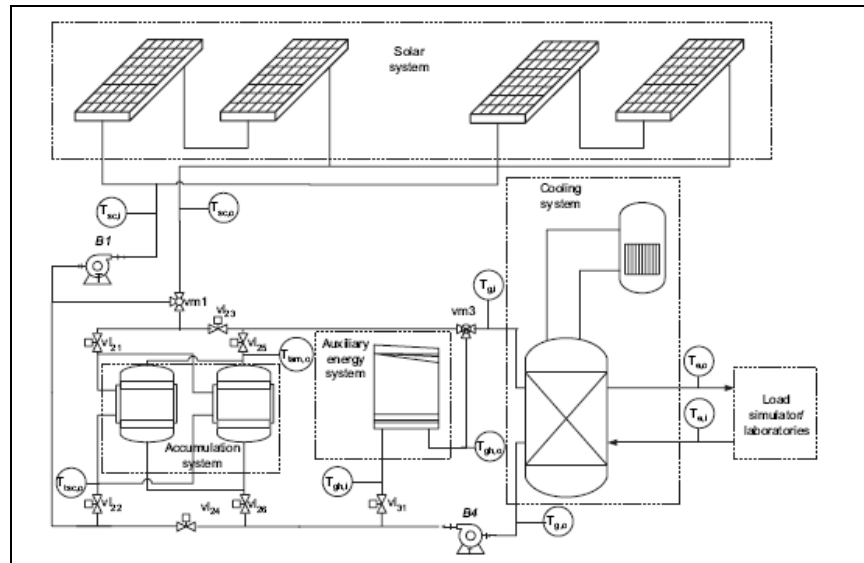


Figura 1.11. Croquis de la instalación <sup>[4]</sup>.



Figura 1.12. (a) Colectores solares, (b) Calentador de gas, (c) Depósitos y (d) Máquina de absorción <sup>[4]</sup>.





❖ **Sistema de aire acondicionado solar en una fábrica de cosméticos situada en Inofita Viotas (Grecia) <sup>[11]</sup>.**

Construido en 1999. Se compone de:

1. Dos máquinas de absorción que desarrollan una potencia frigorífica de 350 kW cada una.
2. Superficie total de colectores planos de 2700 m<sup>2</sup>.
3. Torres de refrigeración.
4. Tres compresores que desarrollan una potencia de 350 kW.



**Figura 1.13 Colectores solares <sup>[11]</sup>.**



**Figura 1.14 Máquinas de absorción <sup>[11]</sup>.**



❖ **Sistema de refrigeración solar de un viñedo en Banyuls (Francia)**

[11]

Operativa desde 1991. Se encuentra equipada con:

1. Dos máquinas de absorción de 52 kW, que acondicionan el agua empleada en el sistema de ventilación cuyo caudal es de 250000 m<sup>3</sup> de aire /h.
2. 130 m<sup>2</sup> de tubos colectores.



**Figura 1.15 Distribución de los colectores solares** <sup>[11]</sup>.



**Figura 1.16 Detalle de los colectores solares** <sup>[11]</sup>

## 2. *El COLECTOR SOLAR*



## **2. El Colector Solar.**

Un colector solar es una especie de intercambiador de calor que transforma la energía radiante en calor. La transferencia de energía se hace desde una fuente radiante (sol), hacia un fluido (agua o aire generalmente) que circula por los tubos o ductos del colector. El flujo de energía radiante que finalmente intercepta el colector, proviene básicamente del rango visible del espectro solar (longitudes de onda entre 300 y 3000 nm) y es por naturaleza variable con el tiempo <sup>[12]</sup>.

Los únicos problemas que presentan este tipo de dispositivos son: los bajos y variables flujos de calor (en el mejor de los casos  $1100 \text{ W/m}^2$ ) y la importancia relativa de la radiación. Esto último se justifica con la instalación de depósitos que acumulan el agua proveniente de los colectores, la cual puede ser empelada en momentos donde la radiación solar sea insuficiente <sup>[12]</sup>.

### **2.1 Colectores solares planos.**

Los colectores solares planos son diseñados para aplicaciones donde se requiere que la energía sea liberada a bajas temperaturas, debido a que la temperatura de este tipo de colectores, difícilmente pasa los  $100^\circ\text{C}$  <sup>[13]</sup>.

Las ventajas que se obtienen de este tipo de colectores con respecto a los colectores de enfoque, es que éstos utilizan la energía solar directa y difusa, no requieren movimiento continuo para dar seguimiento al sol, prácticamente no necesitan mantenimiento y son mecánicamente de construcción más simple que los colectores concentradores <sup>[13]</sup>.

Las principales aplicaciones de estos dispositivos son en el campo del calentamiento de agua a nivel doméstico e industrial, acondicionamiento calorífico de edificios y secado de fruta y granos <sup>[13]</sup>.



### 2.1.1 Descripción y funcionamiento de un colector plano.

Un colector plano se compone de:

1. Absorbedor o “placa negra”: unido a los tubos o ductos del colector, se encarga de transformar la energía radiante en calor y transmitirla al fluido <sup>[12]</sup>. Debe estar pintado de color oscuro con el fin de aumentar su capacidad de absorción y reducir la reflexión de los rayos solares, para que se alcance y mantenga una temperatura de 100°C. El pigmento empleado en la coloración de este elemento debe ser selectivo, es decir, absorber de manera eficaz la radiación solar e irradiar calor en pequeña proporción, disminuyendo las pérdidas por radiación. Los absorbedores poseen un coeficiente de absorción ( $\alpha$ ) de 0,95 y una emisividad térmica de 0,1 <sup>[18]</sup>.

Los absorbedores se encuentran formados por una base de metal brillante y una capa de óxido metálico negro por encima. Los materiales empleados más frecuentemente son: níquel y óxido de cromo u óxido de cobre <sup>[18]</sup>.

2. Cubierta transparente: situada en la parte superior de la placa de absorción negra. Su misión principal es reducir las pérdidas de calor por radiación y convección <sup>[12]</sup>. La cubierta puede ser de vidrio o plástico, aunque este último tiene la desventaja de envejecer bajo la acción de los rayos ultravioleta y se hace necesario reemplazarlo con relativa frecuencia <sup>[18]</sup>.

Los valores típicos de los coeficientes de transmitancia ( $\tau$ ), absorción, reflexión y transmisión son 8, 2, 10 y 88% en una cubierta de vidrio <sup>[18]</sup>.

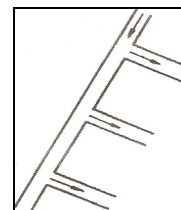


Para reducir las pérdidas por radiación desde la superficie del absorbedor, se realiza un aprovechamiento del “efecto invernadero”. Este fenómeno consiste en que una capa de material transparente permite el paso de radiaciones de longitud de onda corta (por ejemplo: UV, espectro visible) pero no las de longitud de onda larga (el infrarrojo), produciéndose una reflexión de éstas últimas hacia el absorbedor incrementando su temperatura <sup>[18]</sup>.

Para atenuar las pérdidas por convección, se debe realizar una unión estanca entre la cubierta y la caja, de esta manera se evita la entrada de aire <sup>[18]</sup>.

3. Circuito de fluido térmico <sup>[18]</sup>: son los dispositivos que transportan el fluido a calentar. Ha de estar en contacto directo con el absorbedor, de forma que la transferencia de calor al fluido se realice en las mejores condiciones. Existen tres tipos de configuraciones:

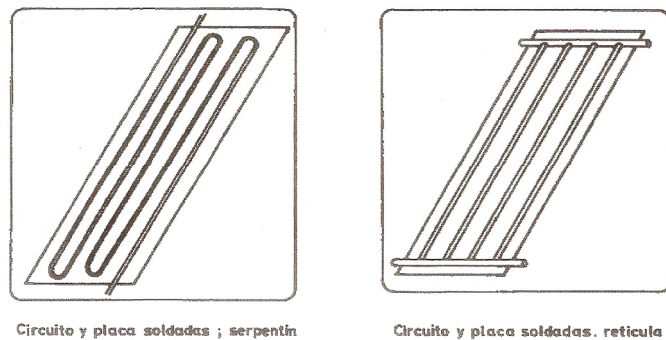
- a) Sistema abierto o por goteo: la placa que constituye el absorbedor tiene forma ondulada de manera que el fluido circula por los canales que origina la ondulación. El fluido penetra en el colector por una tubería de alimentación (parte superior) que está perforada y es conducido hasta la tubería de recogida (parte inferior). Es recomendado para líquidos, aunque presenta pérdidas por evaporación y ataques de corrosión en el material de la cubierta.



**Figura 2.1 Sistema abierto o por goteo** <sup>[18]</sup>.



- b) Sistema sándwich: el fluido circula entre dos placas de forma que la de arriba es la que funciona como absorbedor al recibir directamente la radiación solar incidente.
- c) Sistema de soldadura: el circuito y el absorbedor están soldados tomando en general una forma de serpentín o retícula. En el primer caso pueden originarse pérdidas de carga del fluido y en el segundo la presencia de burbujas de aire.



Circuito y placa soldados ; serpentín

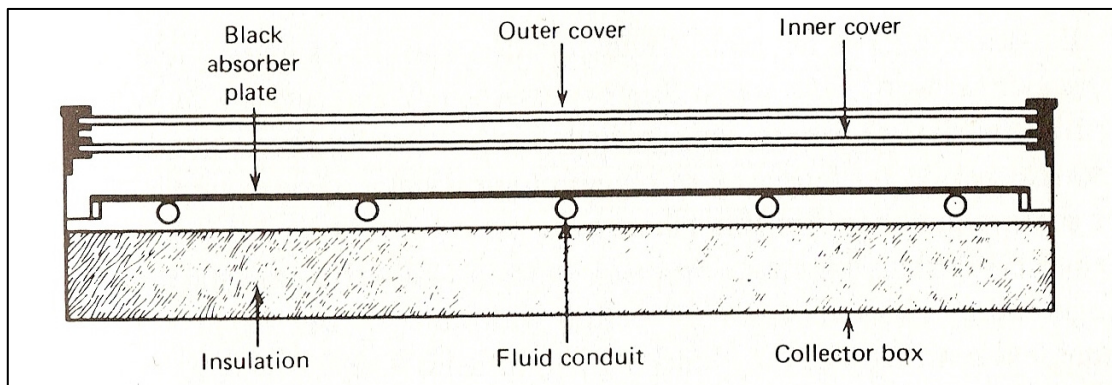
Circuito y placa soldados. reticula

**Figura 2.2 Configuraciones del sistema de soldadura <sup>[18]</sup>.**

- 4. Aislante: material localizado en la parte inferior del circuito de fluido térmico, impiden la pérdida de calor por conducción <sup>[12]</sup>. Debe poseer un bajo coeficiente de conductividad. Ej: lana de vidrio, poliestireno <sup>[18]</sup>...
- 5. Caja <sup>[18]</sup>: aloja el conjunto de elementos que forman el colector y asegura la estanqueidad. Puede construirse de madera, plástico o chapa metálica.



En la Figura 2.3 se muestra un corte transversal de un colector plano, en el se identifican los elementos descritos anteriormente:



**Figura 2.3 Partes de un colector solar plano <sup>[12]</sup>.**

El funcionamiento es sencillo, la energía solar incidente atraviesa una o varias capas de un material transparente adecuado, antes de alcanzar la placa de absorción negra al cual está unido el tubo o ducto. En esta placa, es donde la energía radiante es convertida en calor. Este calor, posteriormente es transferido por conducción hacia el fluido de trabajo (agua, aire), que es el que finalmente remueve la energía térmica del colector y la transfiere al tanque de almacenamiento térmico o al espacio o producto que va a ser calentado, según la aplicación que se le esté dando<sup>[13]</sup>.





### 2.1.2 Colector solar plano de vacío.

El colector plano de vacío, posee un diseño muy similar al colector plano convencional, pero fabricado con materiales que obtienen altos rendimientos, y que poseen características especiales, tales como superficies selectivas, es decir, materiales que absorben ciertas frecuencias como los infrarrojos, pero que apenas los emiten, permitiendo absorciones del orden del 95%. Además, las pérdidas de convección están minimizadas al máximo mediante el vacío de la caja, que aumenta el rendimiento considerablemente. Con este sistema pueden alcanzarse temperaturas de hasta 120 grados centígrados. La desventaja de este sistema radica en el empleo de materiales más costosos y el delicado proceso de vacío <sup>[17]</sup>.

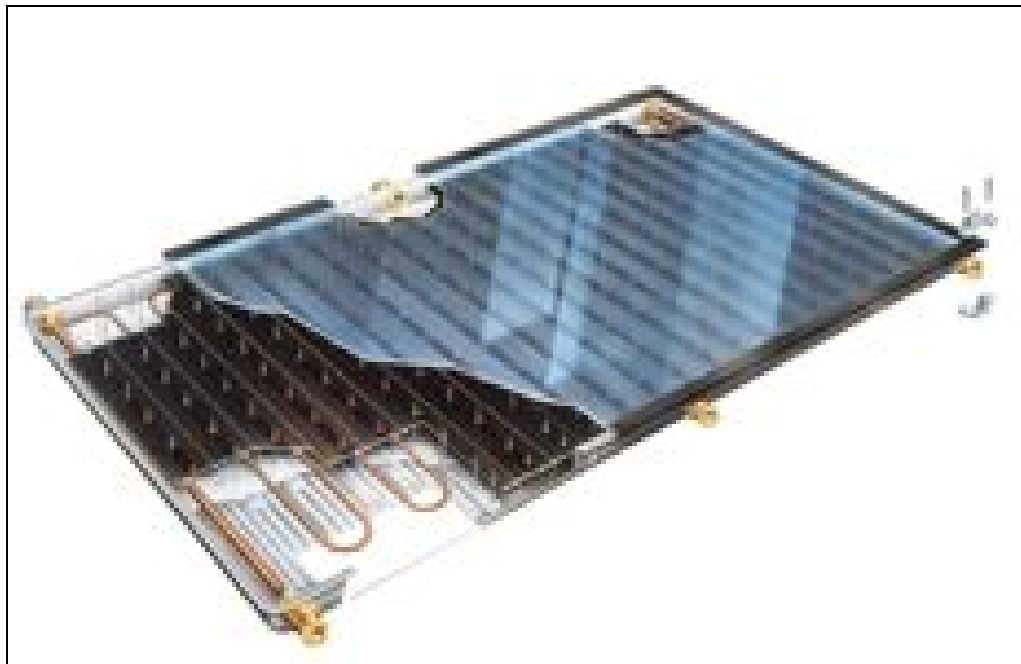


Figura 2.4 Colector solar plano de vacío <sup>[17]</sup>.



### 2.1.3 Ecuaciones energéticas de un colector solar plano<sup>[18]</sup>.

Se describen las principales ecuaciones que definen a un colector solar plano:

#### 1) Rendimiento del colector solar plano.

Se define el rendimiento de un colector solar plano ( $\eta_c$ ) como: relación existente entre la energía solar extraída por el fluido circulante y la energía solar incidente sobre su superficie:

$$\eta_c = \frac{Q_u}{I_{gl} \cdot A} \quad \text{ec [2.1]}$$

Donde:  $Q_u$  = calor útil transmitido al fluido por la unidad de tiempo [W].

$I_{gl}$  = radiación global recibida por la unidad de tiempo y unidad de área del captador [ $\text{W/m}^2$ ].

$A$  = Área del captador [ $\text{m}^2$ ].

En un cierto intervalo de tiempo [ $t_1$ ,  $t_2$ ], será:

$$\eta_c = \frac{\int_{t_1}^{t_2} Q_u dt}{A \cdot \int_{t_1}^{t_2} I_{gl} dt} \quad \text{ec [2.2]}$$

La ec [2.2] justifica porque  $\eta_c$  es un valor no constante, debido a que depende de las condiciones de trabajo, que pueden influir en el valor de la energía incidente y en la transferida al fluido. Así pues, en el rendimiento influirá, por ejemplo, la velocidad del viento (pérdidas por convección), su



temperatura, la intensidad de la radiación solar, etc. El rendimiento de un colector plano se puede cifrar entre un 30-50%.

Se ha de tener en cuenta las causas que influyen en el aprovechamiento de la energía incidente, así como la transmisión de este calor al fluido. Por lo tanto se debe evitar en lo posible: las corrientes de convección sobre el absorbedor, las pérdidas de radiación y las de conducción a través de la carcasa. Y se aumentarán los coeficientes de: transmitancia a través de la cubierta transparente, absorbancia del absorbedor y el de transferencia al fluido.

El principio básico del diseño de un colector es obtener el máximo calor útil al menor precio (óptimo económico), aunque no siempre lleve consigo el máximo rendimiento (óptimo energético).

## 2) Ecuación fundamental del colector.

La ecuación fundamental del colector se obtiene del balance energético:

$$A \cdot (I_D \cdot \tau \cdot \alpha + I_d \cdot \tau \cdot \alpha) = Q_u + Q_p + Q_c \quad \text{ec [2.3]}$$

Donde: A = área del captador [m<sup>2</sup>].

$I_D$  = radiación solar directa incidente por unidad de área y tiempo [W/m<sup>2</sup>].

$I_d$  = radiación solar difusa incidente por unidad de área y tiempo [W/m<sup>2</sup>].

$\tau$  = transmitancia media de la cubierta transparente.

$\alpha$  = absorbancia media del captador.

$Q_u$  = calor útil transmitido al fluido, por unidad de tiempo [W].



$Q_p$  = pérdidas de calor por conducción, convección y radiación.  
[W].

$Q_c$  = calor que se almacena en el colector a mayor temperatura que el ambiente [W].

El valor de  $Q_u$  puede deducirse si se determinan  $Q_p$  y  $Q_c$ . Los coeficientes  $\tau$  y  $\alpha$  son conocidos, así como  $I_{gl}$ . Evidentemente,  $Q_u$  también puede determinarse conociendo el caudal de fluido térmico, sus temperaturas de entrada y salida en el colector y el calor específico  $C_p$ .

Para determinar las pérdidas en el captador,  $Q_p$ , han de evaluarse las pérdidas por radiación aplicando la ley de Stefan Boltzmann ( $E = \sigma \cdot T^4$ ) y las pérdidas por convección. En lo que se refiere al primer concepto, el captador emitirá radiación en longitudes de onda prefijadas según la ley de Wien [ $\lambda_{max} = 2897,9 (\mu m \cdot K)/T(K)$ ]. Así, por ejemplo, si se supone que la temperatura del captador es  $100^\circ C$ , la emisión corresponderá fundamentalmente a:  $\lambda_{max} = 2897,9 (\mu m \cdot K)/373 (K) \rightarrow \lambda_{max} \approx 8 \mu m$  (correspondiente al infrarrojo).

### 3) Pérdidas a través de la cubierta.

La Figura 2.5 representa un colector plano donde se han considerado dos cubiertas transparentes a temperaturas  $t_e$  y  $t_i$ .

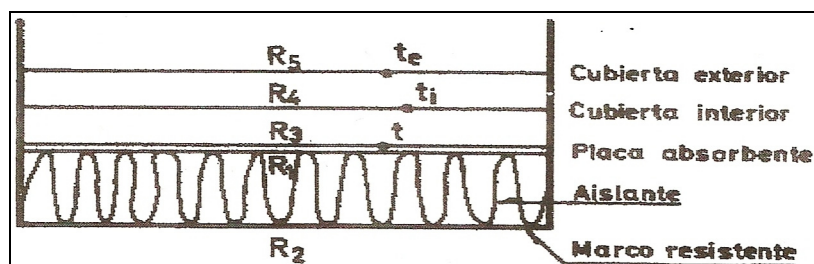


Figura 2.5 Colector plano con dos cubiertas<sup>[18]</sup>.



Entre la placa (captador) y la cubierta inferior, a temperaturas  $t_p$  y  $t_i$ , se transfiere una potencia térmica dada por la ecuación [2.4]:

$$P_{pi} = A \cdot h_{pi} \cdot (t_p - t_i) + \frac{\sigma \cdot A \cdot (t_p^4 - t_i^4)}{\frac{1}{\varepsilon_p} + \frac{1}{\varepsilon_i} - 1} \quad \text{ec [2.4]}$$

Donde:  $P_{pi}$  = potencia térmica transferida entre la placa y la cubierta inferior [W].

$A$  = área del captador [ $\text{m}^2$ ].

$\varepsilon_i$  = poder emisivo de la cubierta inferior a temperatura  $t_i \approx 0,9$ .

$\varepsilon_p$  = poder emisivo de la placa a temperatura  $t_p$ .

$\sigma$  = constante de Stefan- Boltzmann.

$h_{pi}$  = coeficiente de transferencia de calor por convección entre la placa y la cubierta inferior, dado por [ $\text{W}/\text{m}^2\text{°C}$ ]:

$$h_{pi} = \frac{1,14 \cdot \Delta T^{0,310}}{l^{0,07}} \cdot [l - 0,0018 \cdot (t_m - 10)] \quad \text{ec [2.5]}$$

Siendo:  $\Delta T$  = diferencia de temperatura entre placa y cubierta.

$t_m$  = temperatura media de placa y cubierta [ $\text{°C}$ ].

A continuación se define el coeficiente de radiación de la placa a la cubierta inferior ( $h_{ri}$ ) [ $\text{W}/\text{m}^2\text{°C}$ ]:

$$h_{ri} = \frac{\sigma \cdot (t_p + t_i) \cdot (t_p^2 + t_i^2)}{\frac{1}{\varepsilon_p} + \frac{1}{\varepsilon_i} - 1} \quad \text{ec [2.6]}$$



Introduciendo esta expresión en la ec [2.4], la potencia térmica transferida entre la placa y la cubierta inferior queda:

$$P_{pi} = A \cdot (h_{pi} + h_{ri}) \cdot (t_p - t_i) \quad \text{ec [2.7]}$$

Y definiendo  $R_3$  [ $\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C/W}$ ];, como resistencia térmica al paso del calor desde la placa a la cubierta inferior:

$$\frac{1}{R_3} = (h_{pi} + h_{ri}) \quad \text{ec [2.8]}$$

La potencia térmica transferida entre la placa y la cubierta inferior queda:

$$P_{pi} = \frac{A \cdot (t_p - t_i)}{R_3} \quad \text{ec [2.9]}$$

Siguiendo el mismo método, la potencia perdida entre la cubierta inferior, que está a la temperatura  $t_i$  y la cubierta exterior, a la temperatura  $t_e$ , puede escribirse como:

$$P_{ie} = \frac{A \cdot (t_i - t_e)}{R_4} \quad \text{ec [2.10]}$$

Donde:

$$h_{re} = \frac{\sigma \cdot (t_i + t_e) \cdot (t_i^2 + t_e^2)}{\frac{1}{\varepsilon_i} + \frac{1}{\varepsilon_e} - 1} \quad \text{ec [2.11]}$$



Si las cubiertas interior y exterior son del mismo material, los correspondientes valores de  $\varepsilon$  serán iguales. Sin embargo puede resultar interesante desde el punto de vista económico que la cubierta interior sea de plástico y la exterior de vidrio.

Para evaluar la potencia perdida, desde la cubierta exterior, a temperatura  $t_e$ , hasta el aire  $t_a$ , se considera que el intercambio radiante tiene lugar entre las temperaturas  $t_e$  y  $t_{\text{cielo}}$  mientras que las pérdidas por convección tienen lugar entre  $t_e$  y  $t_a$ . Según esto, las citadas pérdidas serán:

$$P_{ea} = A \cdot h_{ea} \cdot (t_e - t_a) + \frac{\sigma \cdot A \cdot (t_e^4 - t_{\text{cielo}}^4)}{\frac{1}{\varepsilon_{\text{cielo}}} + \frac{1}{\varepsilon_e} - 1} \quad \text{ec [2.12]}$$

Si se considera que el poder emisor del cielo es la unidad, al considerar el cielo como cuerpo negro, la expresión anterior queda:

$$P_{ea} = A \cdot h_{ea} \cdot (t_e - t_a) + \sigma \cdot \varepsilon_e \cdot A \cdot (t_e^4 - t_{\text{cielo}}^4) \quad \text{ec [2.13]}$$

La cual se puede escribir de estas dos formas siguientes:

$$P_{ea} = A \cdot h_{ea} \cdot (t_e - t_a) + \frac{\sigma \cdot \varepsilon_e \cdot A \cdot (t_e^4 - t_{\text{cielo}}^4) \cdot (t_e - t_a)}{(t_e - t_a)} \quad \text{ec [2.14]}$$

$$P_{ea} = A \cdot (t_e - t_a) \cdot \left( h_{ea} + \frac{\sigma \cdot \varepsilon_e \cdot A \cdot (t_e^4 - t_{\text{cielo}}^4)}{(t_e - t_a)} \right) \quad \text{ec [2.15]}$$



Si se halla  $h_{rc}$ :

$$h_{rc} = \frac{\sigma \cdot \varepsilon_e \cdot (t_e^4 - t_{cielo}^4)}{(t_e - t_a)} \quad \text{ec [2.16]}$$

Se obtiene:

$$P_{ea} = A \cdot (h_{ea} + h_{rc}) \cdot (t_e - t_a) = \frac{A \cdot (t_e - t_a)}{R_5} \quad \text{ec [2.17]}$$

Como en régimen permanente no hay acumulación de calor en las cubiertas:

$$P = \frac{A \cdot (t_p - t_i)}{R_3} = \frac{A \cdot (t_i - t_e)}{R_4} = \frac{A \cdot (t_e - t_a)}{R_5} \quad \text{ec [2.18]}$$

Esta expresión se puede formular de la siguiente forma:

$$P = \frac{A \cdot (t_p - t_a)}{R_3 + R_4 + R_5} = A \cdot U_p \cdot (t_p - t_a) \quad \text{ec [2.19]}$$

Siendo  $U_p$  el coeficiente de pérdidas por las cubiertas. Este parámetro, inverso a la suma de las resistencias térmicas, es del orden de  $7 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$  cuando la placa lleva recubrimiento selectivo.

Para calcular  $R_3$  y  $R_4$ , es necesario conocer la temperatura de las cubiertas y como no son conocidas, la resolución de las ecuaciones anteriores exige un método iterativo.





El coeficiente de pérdidas  $U_p$ , depende de los coeficientes de convección entre placas y cubierta ( $h_{pi}$  y  $h_{ie}$ ), y entre cubierta y aire ( $h_{ea}$ ); del poder emisivo de la placa a la temperatura considerada ( $\varepsilon_p$ ), y del poder emisivo de las cubiertas externa e interna ( $\varepsilon_e$  y  $\varepsilon_i$ ). Cuando la temperatura de la placa varía entre 40°C y 140°C, se puede utilizar la expresión propuesta por Hottel, Woertz y Klein:

$$U_p = \left[ \frac{N}{\frac{3,44}{t_p} \cdot \left[ \frac{(t_p - t_a)}{N + f} \right]^{0,31}} + \frac{1}{h_{ea}} \right]^{-1} + \frac{\sigma \cdot (t_p + t_a) \cdot (t_p^2 + t_a^2)}{\frac{1}{\varepsilon_p + 0,05 \cdot N \cdot (1 - \varepsilon_p)} + \frac{2 \cdot N + f - 1}{\varepsilon_e} - N} \quad \text{ec [2.20]}$$

Donde:  $f = (1 - 0,04 \cdot h_{ea} + 5 \cdot 10^{-4} \cdot h_{ea}^2) \cdot (1 + 0,058 \cdot N)$

$N$  = número de cubiertas.

$h_{ea}$  = coeficiente de transferencia de calor por efecto del viento [W/m<sup>2</sup> °C]. Dado por:

$$h_{ea} = 5,7 + 3,8 \cdot V \quad (\text{según McAdams}); V = \text{velocidad del viento [m/s]} \quad \text{ec [2.21]}$$

$\varepsilon_e$  = emisividad de las cubiertas para el infrarrojo.

#### 4) Pérdidas a través de la parte posterior y laterales.

Suponiendo que la placa tiene unas dimensiones  $l_1$  y  $l_2$  y área  $A$ , que la profundidad del colector es  $l_3$  y el espesor del aislamiento posterior es  $l_a$ , las pérdidas por conducción en la parte posterior serán:

$$P_{pp} = A \cdot \frac{k}{l_a} \cdot (t_p - t_a) \quad \text{ec [2.22]}$$

Siendo:  $P_{pp}$  = pérdidas por conducción [W].



$A$  = área del colector [ $\text{m}^2$ ].

$k$  = coeficiente de conductividad del aislamiento [ $\text{W/m } ^\circ\text{C}$ ].

$R_a$  = resistencia térmica  $= l_a/k$  [ $\text{m}^2 ^\circ\text{C}/\text{W}$ ].

Si se supone que a lo largo de todo el lateral del colector existe un aislante de igual naturaleza y espesor que en la parte posterior, las pérdidas debidas a conducción en el lateral son:

$$P_{la} = 2 \cdot (l_1 + l_2) \cdot l_3 \frac{k}{l_a} \cdot (t_p - t_a) \quad \text{ec [2.23]}$$

Debiéndose incrementarse este valor en una cantidad constante por efecto de borde. Este fenómeno queda recogido en la siguiente ecuación:

$$P_{la} = (l_1 + l_2) \cdot (2 \cdot l_3 + l_a) \frac{k}{l_a} \cdot (t_p - t_a) \quad \text{ec [2.24]}$$

Y las pérdidas totales serán:

$$P_{pp+la} = A \cdot \frac{k}{l_a} \cdot (t_p - t_a) \cdot \left[ 1 + \frac{(2 \cdot l_3 + l_a) \cdot (l_1 + l_2)}{l_1 \cdot l_2} \right] \quad \text{ec [2.25]}$$

En función de las resistencias térmicas:

$$P_{pp+la} = \frac{A \cdot (t_p - t_a)}{R_1 + R_2} = A \cdot U_{pp+la} \cdot (t_p - t_a) \quad \text{ec [2.26]}$$



### 5) Pérdidas totales.

La potencia total perdida será la suma de las ecuaciones [2.19] y [2.26]:

$$P_T = P + P_{pp+la} = A \cdot U_p \cdot (t_p - t_a) + A \cdot U_{pp+la} \cdot (t_p - t_a) = A \cdot (U_p + U_{pp+la}) \cdot (t_p - t_a)$$



$$P_T = A \cdot U_{co} \cdot (t_p - t_a) \quad \text{ec [2.27]}$$

Donde  $U_{co}$  es designado como coeficiente global de pérdidas:

$$U_{co} = \frac{1}{R_1 + R_2} + \frac{1}{R_3 + R_4 + R_5} \quad \text{ec [2.28]}$$

### 6) Calor útil transferido por el colector.

El calor útil transferido por el colector al fluido será:

$$Q_u = A \cdot [I_{gl} \cdot \tau \cdot \alpha - U_{co} \cdot (t_p - t_a)] \quad \text{ec [2.29]}$$

Al objeto de conseguir máximo rendimiento y, en consecuencia, máxima economía de las instalaciones, se han de seleccionar el diseño y la forma de trabajo del colector a fin de que se consiga maximizar la absorción de energía en el captador y minimizar las pérdidas.

El uso de la ec [2.29] para determinar el calor útil, presenta el problema de desconocer la temperatura de la placa  $t_p$ , por lo que se realiza es sustituye por la temperatura del fluido entrante en el colector ( $t_{eco}$ ). Para ello, es preciso aplicar un factor de corrección que conduce a la siguiente ecuación:



$$Q_u = F_R \cdot A \cdot [I_{gl} \cdot \tau \cdot \alpha - U_{co} \cdot (t_{eco} - t_a)] \quad \text{ec [2.30]}$$

El coeficiente  $F_R$  se interpreta como la relación entre el calor transferido al fluido a su paso por el colector y el calor que se podría transferir si la temperatura de la placa fuera la misma que la del fluido a la entrada del colector. Esta situación podría darse si el caudal másico fuera tan grande que el incremento de temperatura a su paso por el colector se hiciera insignificante. Este parámetro es afectado sólo por las características del colector y el flujo de fluido a través del mismo.

### 7) Rendimiento de colectores en régimen permanente.

La ec [2.30] puede utilizarse para hallar el rendimiento de colector solar dividiendo  $Q_u$  por la radiación solar global interceptada:

$$\eta_c = \frac{Q_u}{I_{gl} \cdot A} = F_R \cdot (\tau \cdot \alpha) - F_R \cdot U_{co} \cdot \frac{(t_{eco} - t_a)}{I_{gl}} \quad \text{ec [2.31]}$$

Para un colector dado, operando con flujo constante, los valores de  $A$ ,  $F_R$  y  $U_{co}$  son aproximadamente invariables e independientes de las condiciones de temperatura e irradiación. El coeficiente  $F_R$ , puede ser expresado por:

$$F_R = \frac{G \cdot C_p}{U_{co}} \cdot \left( 1 - e^{-\frac{F' \cdot U_{co}}{G \cdot C_p}} \right) \quad \text{ec [2.32]}$$

Donde:  $G$  = caudal másico por unidad de área [ $\text{kg}/\text{sm}^2$ ]. Siendo el coeficiente  $F'$ :

$$F' = \frac{1}{l} \cdot \frac{\frac{1}{U_{co}}}{\frac{1}{U_{co} \cdot (2 \cdot a \cdot \eta_{al} + D)} + \frac{1}{2 \cdot (D + d) \cdot h_{ci}}} \quad \text{ec [2.33]}$$



Donde:  $h_{ci}$  = coeficiente de transmisión entre el interior de la placa y el fluido.

$2 \cdot a$  = distancia entre los conductos que transportan el fluido por el interior del colector.

$D$  = ancho del conducto.

$\eta_{al}$  = rendimiento de la aleta.

$d$  = profundidad del conducto.

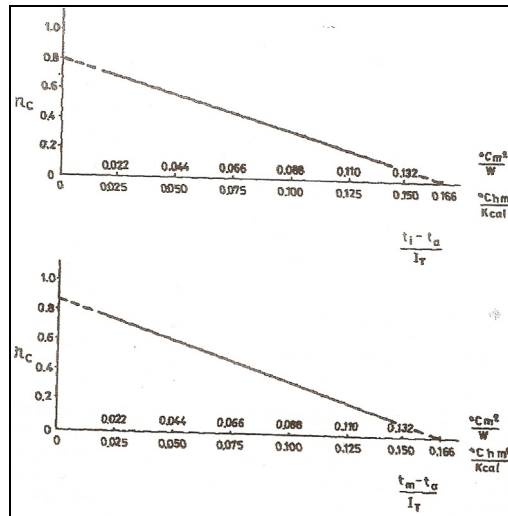
$l' = D + 2 \cdot a$ .

El rendimiento de un colector es representado a través de una línea recta dada por la ec [2.31], en un gráfico en el cual las abscisas sean  $(t_{eco}-t_a)/l_{gl}$  y en función de  $t_m$  y las ordenadas  $\eta_c$ , dando lugar a las curvas de normalización de un colector. Las condiciones para obtenerlas son: inclinación y orientación hacia el Sur del colector y trabajando en mediodía, donde la radiación solar es máxima. Las curvas de normalización son facilitadas por las firmas comerciales y son empleadas para comparar colectores.

La intersección de esta recta con el eje de ordenadas es  $(F_R (\tau \cdot \alpha))_n$ , además de representar el rendimiento máximo debido a que la temperatura de entrada del fluido en el colector ( $t_{eco}$ ), coincide con la temperatura ambiente ( $t_a$ ). El punto de corte con el eje horizontal representa una situación de baja radiación solar, en este caso las pérdidas de calor son iguales a la radiación solar interceptada, no hay calor útil transferido al fluido y la temperatura de éste a la entrada del colector es igual a la temperatura de la placa. Esta temperatura es la de equilibrio del colector.



A continuación, se muestra una curva de normalización de un colector solar plano:



**Figura 2.6 Curvas de normalización [18].**

Según el gráfico superior, a medida que crece la temperatura de entrada del fluido en el colector, disminuye el rendimiento del colector, lo que resulta lógico, ya que para temperaturas altas de fluido y de placa absorbente aumentan las pérdidas por radiación.

#### 8) Pérdidas por transferencia de calor de la instalación solar.

En el instante de arranque de la instalación  $Q_u = 0$  y la radiación solar incidente se le denomina umbral mínimo de Klein, cuya expresión es:

$$Q_u = F_R \cdot A \cdot [I_{gl} \cdot \tau \cdot \alpha - U_{co} \cdot (t_{eco} - t_a)] \longrightarrow I_{min,klein} = \frac{F_R \cdot U_{co} \cdot (t_{eco} - t_a)}{F_R \cdot (\tau \cdot \alpha)} \text{ ec [2.34]}$$



Dado que la curva de normalización se obtiene en condiciones meteorológicas estándar, al mediodía, no se puede utilizar cuando el colector trabaja a horas distintas, por lo que este parámetro es corregido dando lugar a la ec [2.35]:

$$I_{\min, klein} = \frac{(t_m - t_a)_h}{(t_m - t_a)_{12h}} \frac{F_R \cdot U_{co} \cdot (t_{eco} - t_a)}{F_R \cdot (\tau \cdot \alpha)} \quad \text{ec [2.35]}$$

Es un coeficiente adimensional igual al cociente entre el salto térmico instantáneo y el salto térmico máximo al mediodía. La variación del producto  $(\tau \cdot \alpha)$  suele ser muy pequeña durante el período de funcionamiento de los sistemas solares, por lo que se puede realizar la siguiente hipótesis  $(\tau \cdot \alpha) = (\tau \cdot \alpha)_n$ .

Las pérdidas de calor de la instalación solar, excluidos los colectores, se desdoblan en pérdidas de los componentes: tanque de almacenamiento, y otros equipos, por un lado y pérdidas en las tuberías por el otro. Para reducir estas pérdidas estos dispositivos deben estar aislados térmicamente. Para calcular estos parámetros se emplean las siguientes ecuaciones:

$$Q_{p, \tan que} = U_{\tan que} \cdot A_{\tan que} \cdot (t_m - t_a) \quad \text{ec [2.36]}$$

$$Q_{p, tubo} = U_l \cdot l_{tubo} \cdot (t_m - t_a) \quad \text{ec [2.37]}$$

$$Q_{p, ins} = Q_{p, \tan que} + Q_{p, tubo} \quad \text{ec [2.38]}$$



### 9) Calor absorbido por el colector solar.

Es el calor necesario para elevar la temperatura de los componentes del colector (captador, caja, aislamiento térmico, aire y cristal) desde  $t_{ai}$  (temperatura ambiente inicial) hasta las temperaturas de trabajo:

$$Q_{a,co} = Q_{a,placa} + Q_{a,cubierta} + Q_{a,caja} + Q_{a,aislante} + Q_{a,aire} + Q_{a,fluidotérmico} \quad \text{ec [2.39]}$$

Se detallan las ecuaciones necesarias para calcular cada término del segundo miembro de la ec [2.39]:

$$Q_{a,cubierta} = m_{cubierta} \cdot C_{p,cubierta} \cdot (t_{cubierta} - t_{ai})$$
$$t_{cubierta} = \frac{(t_a + t_m)}{2} \quad \text{ec [2.40]}$$

$$Q_{a,caja} = m_{caja} \cdot C_{p,caja} \cdot (t_{caja} - t_{ai})$$
$$t_{caja} = \frac{(t_m + t_{cubierta})}{2} \quad \text{ec [2.41]}$$

$$Q_{a,aire} = m_{aire} \cdot C_{p,aire} \cdot (t_{aire} - t_{ai}) \quad \text{ec [2.42]}$$

$$Q_{a,fluidotérmico} = m_{fluidotérmico} \cdot C_{p,fluidotérmico} \cdot (t_m - t_{ai}) \quad \text{ec [2.43]}$$

### 10) Calor absorbido por los componentes de la instalación solar.

Es el calor necesario para mantener a la temperatura  $t_m$  de cada uno de los componentes (tubería, fluido, bombas, válvulas, etc.) en todo instante:

$$Q_{a,ins} = Q_{a,material} + Q_{a,aislante} + Q_{a,fluidotérmico} \quad \text{ec [2.44]}$$





Se detallan las ecuaciones necesarias para calcular cada término del segundo miembro de la ec [2.44]:

$$Q_{a,material} = m_{material} \cdot C_{p,material} \cdot (t_m - t_{ai}) \quad \text{ec [2.45]}$$

$$Q_{a,aislante} = m_{aislante} \cdot C_{p,aislante} \cdot (t_{aislante} - t_{ai}) \quad \text{ec [2.46]}$$

$$Q_{a,fluidotérmico} = m_{fluidotérmico} \cdot C_{p,fluidotérmico} \cdot (t_m - t_{ai}) \quad \text{ec [2.47]}$$

### 11) Energía solar disponible.

Un balance energético horario sobre el colector, permite escribir:

$$I_{gl} = Q_u + I_{min} + P_v \quad \text{ec [2.48]}$$

La radiación solar interceptada se transforma en calor: una parte,  $I_{min}$ , se invierte en incrementar la temperatura del colector y del sistema hasta alcanzar la de proceso y compensar las pérdidas al ambiente. Otra serán las pérdidas originadas por el viento,  $P_v$ , que no se pueden calcular ‘a priori’ y su determinación se debe hacer experimentalmente. Por último  $Q_u$  es el calor útil generado para el proceso.

Calculadas las pérdidas hora a hora y evaluada la radiación solar, la energía solar disponible en cada hora será igual a la diferencia entre la radiación global interceptada y las pérdidas. Si se denomina  $I_{min}$  a las pérdidas, la energía solar disponible será:

$$\begin{aligned} Q_u + P_v &= I_{gl} - I_{min} \\ I_{min} &= I_{min,Klein} + Q_{p,ins} + Q_{a,co} + Q_{a,ins} \end{aligned} \quad \text{ec [2.49]}$$



La energía solar disponible máxima será:

$$Q_{dis} = Q_u + P_v = I_{gl} - I_{min} \quad \text{ec [2.50]}$$

El rendimiento horario máximo del colector, hasta donde se pueda calcular será:

$$\eta_{h,c} = \frac{Q_{dis}}{I_{gl}} \quad \text{ec [2.50]}$$

La integración de  $(Q_u + P_v)$  a lo largo del día, cuantifica la energía disponible diaria para el proceso, así como su rendimiento máximo diario:

$$Q_{u,max} = \sum Q_{hco,max} \quad \text{ec [2.51]}$$

$$\eta_{d,c,max} = \frac{Q_{u,max}}{\sum I_{gl}} \quad \text{ec [2.52]}$$

Los rendimientos reales sólo se pueden obtener midiendo experimentalmente el calor útil generado y la radiación global interceptada.



En la Figura 2.7, se representa la radiación solar global sobre un colector plano y sobre ella la distribución horario  $I_{min}$ . La zona rayada es la energía solar disponible para el proceso, incluidas las pérdidas originadas por el viento:

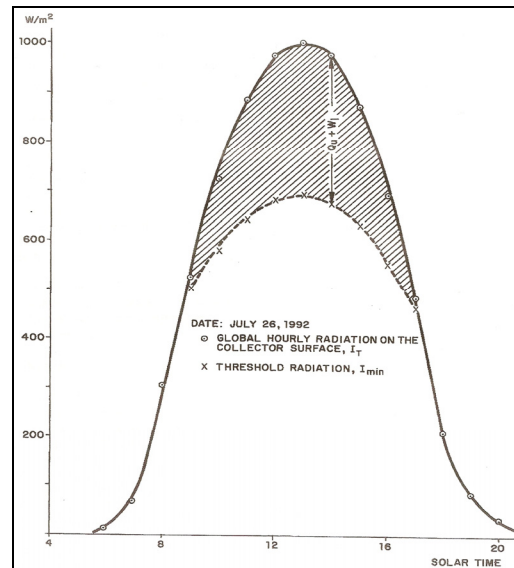


Figura 2.7 Energía solar disponible <sup>[18]</sup>.

## 2.2 Colectores concentradores <sup>[13]</sup>.

Existen muchas aplicaciones, sobre todo a nivel industrial, donde se necesita que la energía sea liberada a altas temperaturas. Esto no se puede lograr con los colectores solares planos debido a las características propias de este tipo de colectores y a que la radiación solar es una energía de baja intensidad.

En consecuencia, para obtener temperaturas altas (superiores a 100 °C), es necesario incrementar la intensidad de la energía solar. Para ello, se disminuye el área por donde ocurren las pérdidas de calor y se interpone un dispositivo óptico entre la fuente de radiación (sol) y la superficie absorbente, que debe ser pequeña comparada con la del dispositivo óptico, dando lugar a los colectores concentradores.



Con los colectores concentradores de energía solar, se pueden obtener temperaturas:

- 1) 100 - 500°C si se usan colectores focales rudimentarios.
- 2) 500 - 1500 °C si el sistema óptico de los colectores tiene un buen acabado.
- 3) 1500 - 3500 °C si el sistema óptico tiene un acabado perfecto.

Aunque con este tipo de colectores se pueden obtener altas temperaturas de operación, estos presentan varios problemas técnicos desde el punto de vista ingenieril comparados con los colectores solares planos:

- a) Deben orientarse continuamente al sol de manera precisa mediante un mecanismo apropiado debido a que este tipo de colectores utilizan únicamente la energía solar directa.
- b) El acabado de las superficies que constituyen el sistema óptico no sólo debe ser de buena calidad, sino que debe mantener sus propiedades por largos períodos de tiempo sin ser deterioradas por el polvo, lluvia y medio ambiente, donde generalmente existen componentes oxidantes y corrosivos.
- c) La calidad de los materiales utilizados en el receptor (aislante térmico, fluido de trabajo, tubos absorbedores y cubiertas) son mayores en este tipo de colectores, debido a que es ahí donde se obtienen las altas temperaturas.

El uso de este tipo de colectores no es muy generalizado debido a los problemas de operación mencionados anteriormente y los costes elevados de los materiales utilizados en este tipo de colectores focales. A causa de estos hechos se trabaja con los colectores concentradores fijos, los cuales no poseen las desventajas de los de enfoque, aunque sólo permiten incrementos moderados de la intensidad de la radiación solar.



### 2.2.1 Descripción y funcionamiento de un colector concentrador.

Un colector concentrador se compone de:

1. Receptor: elemento encargado de absorber la radiación y convertirla en otro tipo de energía (térmica, eléctrica...). En él se encuentra tanto el absorbedor como el aislante térmico.
2. Concentrador o sistema óptico: dispositivo del colector que dirige la radiación hacia el fluido a calentar.

Todas las partes mencionadas se encuentran dentro de una caja que sirve como parte estructural del colector y que puede ser realizada de diversos materiales como lámina metálica, madera o plástico.

El funcionamiento es igual al de un colector plano, la diferencia es que con este tipo de colectores se consigue una mayor temperatura que con los planos (por encima de 100°C).

### 2.2.2 Tipos de colectores concentradores.

En la actualidad, se emplean dos tipos de colectores solares concentradores: los tubos evacuados y los parabólicos.

#### 2.2.2.1 Tubos evacuados <sup>[14]</sup>.

Se encuentran formados por dos tubos concéntricos, entre los cuales se ha producido el vacío a través de la extracción del aire localizado entre ellos. En el interior se encuentra el absorbedor.

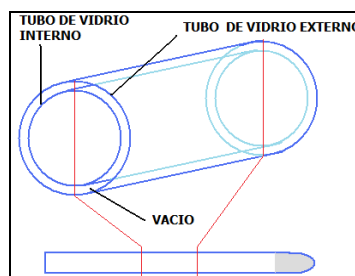
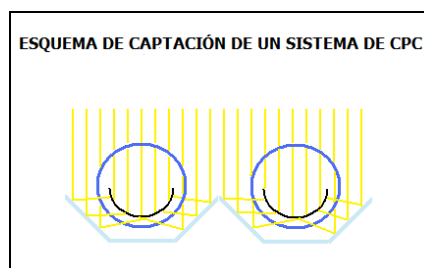


Figura 2.8 Esquema de tubos evacuados <sup>[14]</sup>.



Algunos colectores emplean un sistema denominado CPC (Colector Parabólico Concéntrico) para aprovechar la radiación solar que incide entre dos tubos. Este sistema consiste en una serie de reflectores que dirigen la luz que cae entre tubo y tubo hacia la parte trasera de los mismos donde es también aprovechada. Con ello los colectores reciben luz tanto de la parte delantera como de la trasera. Con el sistema CPC se amplía la superficie efectiva de captación por metro cuadrado para la tecnología de tubo de vacío factor que sin embargo siempre estará por debajo de los colectores de placa plana.



**Figura 2.9 Esquema de captación de un sistema CPC <sup>[14]</sup>.**

Existen dos clases de tubos evacuadores:

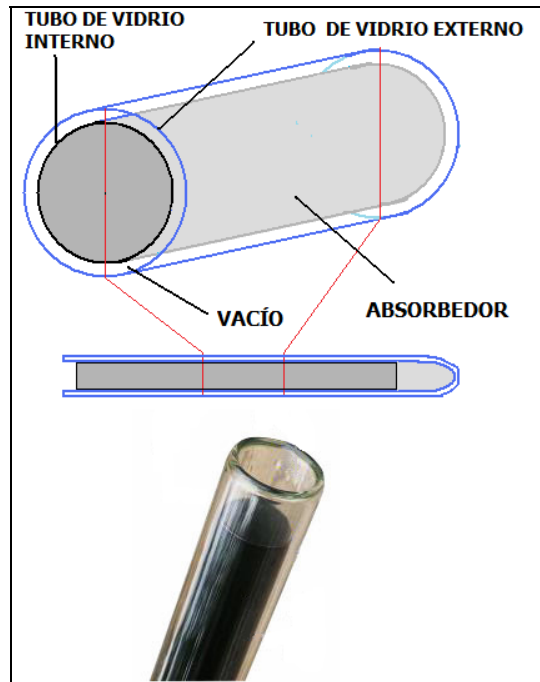
a) Tubos evacuadores simples <sup>[14]</sup>: este sistema es únicamente utilizado en calentadores solares termosifónicos. Son tubos evacuados ensamblados directamente con el depósito acumulador y que por lo tanto contienen agua.

En la pared interior del tubo evacuado se sitúa una capa de color oscuro de material absorbente. Cuando la radiación solar incide sobre la capa de material absorbente, se transforma en calor y eleva la temperatura del agua que está en contacto con él. El agua calentada se eleva por convección y comienza a ascender siendo reemplazada por agua fría que a su vez se calienta y reinicia el proceso.

Este tipo de tubo de vacío ofrece la ventaja de tener escasas pérdidas de calor, y los inconvenientes de ser muy sensible a la presión y de no ofrecer ninguna protección contra las bajas temperaturas (dilatación del agua al



congelarse y rotura de las tuberías de la instalación), Por lo tanto no es posible su utilización en zonas con inviernos fríos, sin la inclusión de un calentador eléctrico que caliente el agua del depósito cuando esta alcanza temperaturas muy bajas.



**Figura 2.10 Tubo evacuador simple <sup>[14]</sup>.**

b) Tubo de vacío de flujo directo <sup>[14]</sup>: esta tecnología se emplea tanto para colectores exentos como para calentadores solares compactos con depósito integrado. Los colectores de tubo de vacío de flujo directo colocan en el interior del tubo evacuado una plancha de material absorbente adecuado, que hace las veces de absorbedor transformando la radiación solar en calor. El absorbedor es recorrido en su superficie por un tubo con flujo directo en el que circula un fluido que eleva su temperatura en contacto con él.

Los colectores de tubo de vacío de flujo directo, tienen la ventaja de poder adoptar una posición tanto horizontal como vertical sin mermar su rendimiento, ya que el tubo puede rotar sobre su eje, inclinándose el absorbedor de la manera más adecuada. Además de ser utilizable en áreas frías ya que permite



usar las estrategias contra la congelación de uso general en la energía solar térmica.

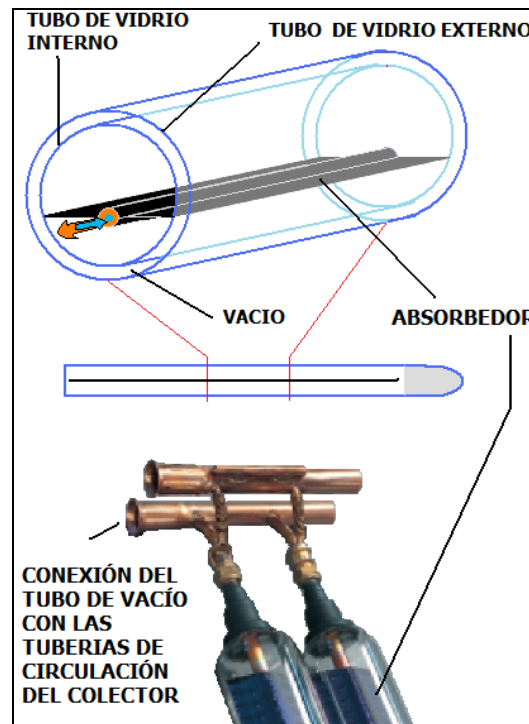


Figura 2.11 Tubo de vacío de flujo directo <sup>[14]</sup>.

c) Tubo de vacío de Heat Pipe <sup>[14]</sup>: esta tecnología de colectores solares emplea un mecanismo denominado Heat Pipe (tubo de calor). Consiste en un tubo cerrado en el cual se introduce un fluido de propiedades específicas. Cuando el Sol incide sobre el absorbedor adosado al tubo, el fluido se evapora y absorbe calor (calor latente). Como gas asciende sobre el líquido hasta lo alto del tubo donde se sitúa el foco frío. Allí se licua (condensa) y cede su calor latente al fluido que nos interesa calentar volviendo a caer al fondo del tubo por gravedad. Este proceso se repite mientras dure la radiación del Sol o hasta que el colector ha alcanzado una temperatura muy alta (de en torno los 130 grados o más). El Heat Pipe o tubo de calor es considerado como un superconductor térmico por lo eficaz de su funcionamiento.



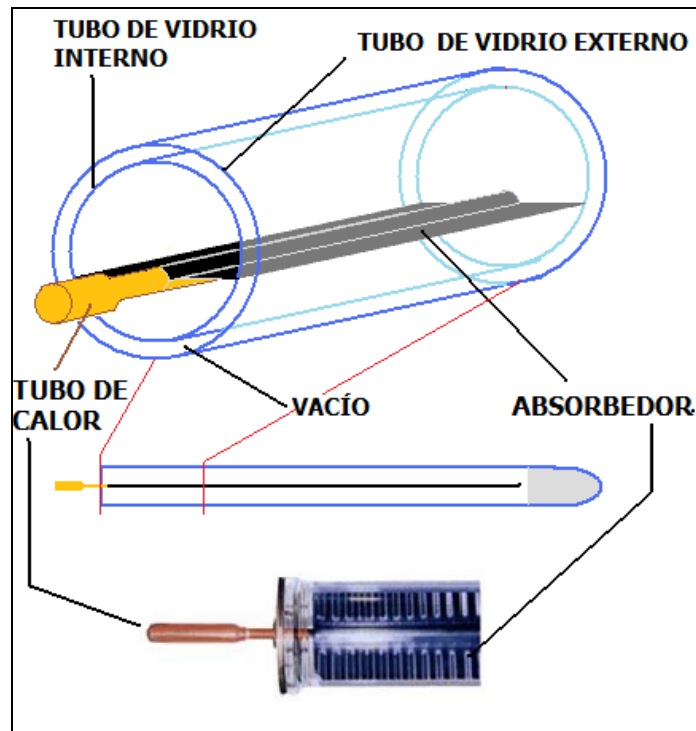


Figura 2.12 Esquema de un tubo Heat Pipe <sup>[14]</sup>.

Este tipo de colectores tienen la ventaja de no sufrir pérdidas por la noche ya que el proceso de transferencia de calor no es reversible (es decir el fluido caliente o el calor no puede pasar del acumulador al tubo y por lo tanto perderse). Además cada tubo es independiente por lo que se puede cambiar en pleno funcionamiento del sistema. Es altamente resistente a las heladas.

Dado que también pueden girar sobre su eje los tubos, existe la posibilidad de que adopten posiciones verticales y horizontales al igual que ocurre en los sistemas de flujo directo, aunque en este caso habrá que respetar una inclinación mínima del largo del tubo para permitir que el fluido, una vez licuado, descienda por gravedad. También se aplica el sistema CPC.



El funcionamiento de estos colectores, se detalla a continuación y se muestra en la Figura 2.13:

- 1) La radiación solar incide en el absorbedor que se calienta y transmite ese calor al tubo.
- 2) El calor recibido provoca que el fluido en el interior del tubo se evapore y ascienda portando energía (calor latente)
- 3) El fluido evaporado cede su calor latente al fluido más frío que circula por el exterior de la cabeza del tubo y al hacerlo se licua
- 4) El fluido de nuevo en estado líquido cae por gravedad al fondo del tubo para reiniciar el proceso.

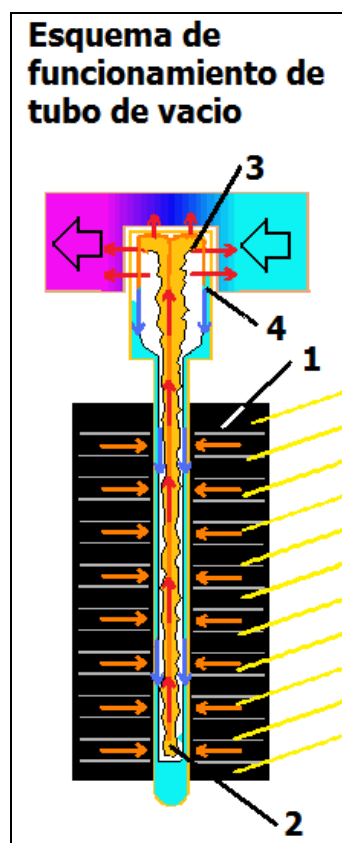


Figura 2.13 Funcionamiento de un tubo Heat Pipe<sup>[14]</sup>.



### 2.2.2.2 Colectores parabólicos.

Este tipo de colectores poseen el mismo funcionamiento que el de los colectores planos, la diferencia es que la sección de la placa solar es una parábola, que dirige la radiación solar hacia un tubo o torre por donde circula el fluido a calentar.

Existen dos configuraciones de colectores solares parabólicos:

a) Colectores cilíndricos parabólicos (CCP) <sup>[15]</sup>: se compone, básicamente, por un espejo cilindro parabólico que refleja la radiación solar directa, concentrándola sobre un tubo receptor colocado en la línea focal de la parábola. Esta radiación concentrada provoca que el fluido que circula por el interior del tubo se caliente, transformando así la radiación solar en energía térmica en forma de calor sensible del fluido. La figura adjunta muestra una fotografía de un CCP e ilustra su modo de funcionamiento:

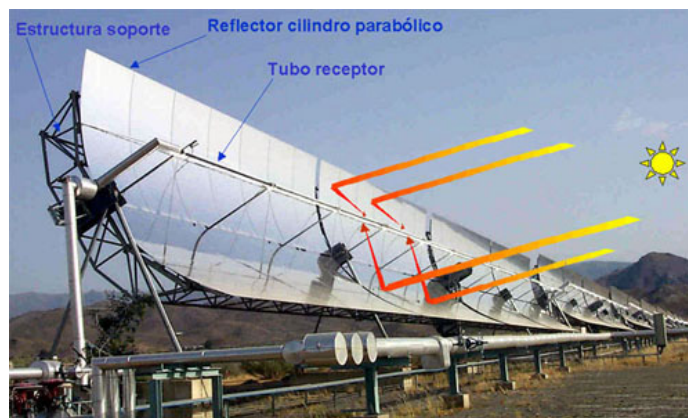


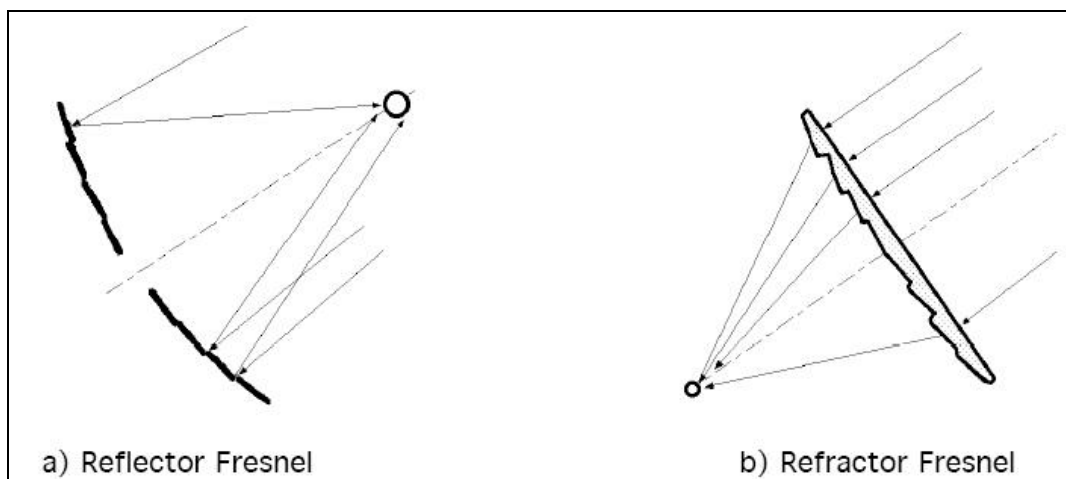
Figura 2.14 Colector cilíndrico parabólico <sup>[15]</sup>.

Los colectores cilindro parabólicos (CCP) resultan idóneos para trabajar dentro del rango de temperaturas 125°C-400°C. Gracias a la concentración de la radiación solar directa que incide sobre el plano de apertura del captador, se



consigue de forma eficiente elevar la temperatura del fluido de trabajo hasta valores del orden de los  $425^{\circ}\text{C}$ , pudiendo alimentar procesos industriales dentro del rango de la media temperatura, convirtiéndolo en un captador ideal para acoplarlo a una gran diversidad de procesos industriales.

b) Colectores de Fresnel <sup>[16]</sup>: las superficies pueden ser planas o curvas, estando diseñada cada una para reflejar individualmente la radiación sobre el receptor; su gran ventaja radica en su facilidad de construcción, siendo muy interesante su utilización en colectores solares de gran potencia y alta temperatura. El refractor Fresnel utiliza un sistema de concentración parecido a un montaje de lentes con un punto focal único.



**Figura 2.15 Reflector y refractor Fresnel** <sup>[16]</sup>.

### *3. DATOS EXPERIMENTALES*



### **3. Datos experimentales.**

#### **3.1 Descripción de la instalación.**

La instalación térmica solar se encuentra situada en la azotea del edificio Betancourt en la Escuela Politécnica Superior de la Universidad Carlos III de Madrid, localizada en Leganés (España).

Se trata de un sistema de conversión térmica, el cual provee al edificio de:

- Agua Caliente Sanitaria (ACS).
- Calefacción.
- Aire acondicionado a través de una máquina de absorción LiBr- $\text{H}_2\text{O}$ , empleando colectores solares planos y tubos evacuadores.

La instalación se compone de:

- 50  $\text{m}^2$  de colectores solares planos.
- 50  $\text{m}^2$  de colectores de tubos evacuadores.
- 20  $\text{m}^2$  de colectores solares planos de vacío.
- Intercambiador de calor de placas.
- Dos tanques de almacenamiento o depósitos de agua.
- Bombas.
- Máquina de absorción LiBr-  $\text{H}_2\text{O}$  [35 kW].
- Torre de refrigeración.
- Fan- coils.
- Sistema de control.
- Fluidos caloportadores.
- Estación meteorológica.



En la Figura 3.1 se presenta un esquema de la instalación:

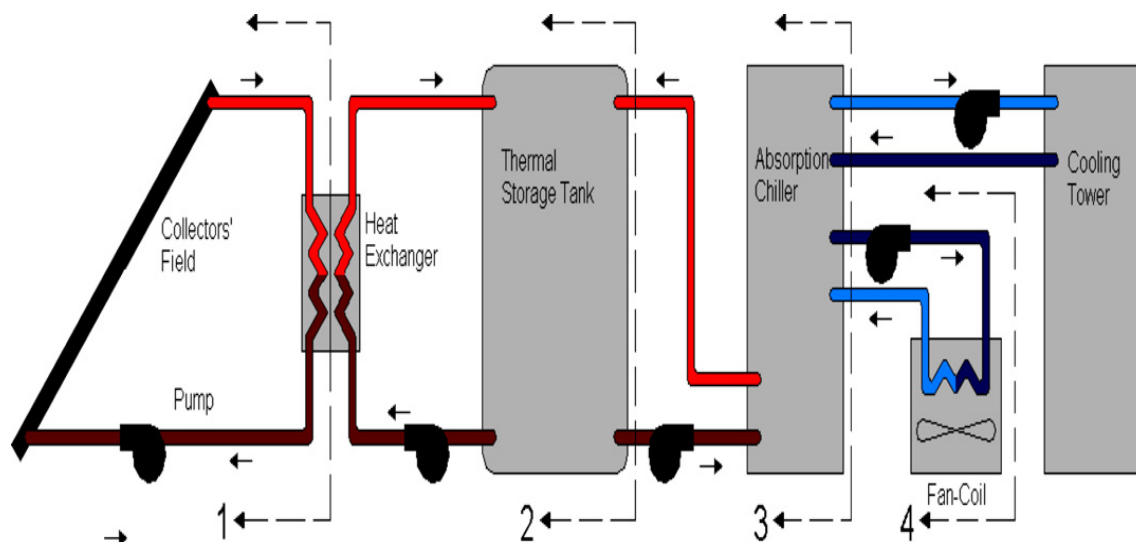


Figura 3.1. Esquema de la instalación <sup>[38]</sup>.

Esta instalación produce frío para la obtención de aire acondicionado realizando el siguiente proceso, el calor que alimenta a la máquina de absorción es captado por los colectores solares a una temperatura entre 65-85°C con una gran eficiencia. En verano, al mediodía, cuando la demanda de aire acondicionado es elevada, el calor producido por los colectores es de 30 kW, que permite obtener una potencia frigorífica de 15 kW y un COP de 0,5. En este proyecto se valoriza la producción de frío a través de colectores solares planos de vacío.



### 3.1.1 Colectores solares planos de vacío.

Los colectores solares planos de vacío que se utilizan en la instalación son de la marca THERMOSOLAR modelo 400V. La instalación posee 10 paneles de 2 m<sup>2</sup> y una superficie total 20 m<sup>2</sup>.



**Figura 3.2. Colector solar plano de vacío 400Vplus <sup>[22]</sup>, en el tejado <sup>[40]</sup>.**

Las características de estos paneles se detallan a continuación <sup>[22]</sup>:

- Carcasa y marco en aluminio anticorrosivo con aleación de magnesio.
- Vidrio de seguridad transparente con tratamiento antirreflejos.
- Creación de vacío in situ, consiguiendo una barrera aislante que evita las pérdidas térmicas de la superficie selectiva absorbadora; mayor durabilidad del panel ya que se evita la corrosión interna y la condensación.
- Krypton insade; Inertización del aire restante mediante el llenado con gas criptón mejorando aun más la conductividad térmica.
- Sistema Tichelmann de conductos y canalizaciones internas permitiendo la conexión de hasta doce paneles consecutivos.





Las especificaciones técnicas y propiedades térmicas del panel se recogen en la Tabla 3.1 y 3.2:

**Tabla 3.1. Especificaciones técnicas del panel 400V plus.**

<b>Dimensiones (largo x alto x espesor) [mm]</b>	2008 x 1008 x 75
<b>Superficie total [m<sup>2</sup>]</b>	2,03
<b>Superficie útil [m<sup>2</sup>]</b>	1,76
<b>Peso total [kg]</b>	48
<b>Peso total con cubierta [kg]</b>	60
<b>Producción [kWh/a]</b>	1021
<b>Volumen total de fluido por panel [l]</b>	1,3
<b>Caudal recomendado [l/h]</b>	100
<b>Temperatura de estancamiento [°C]</b>	30
<b>Radiación máxima a recibir [W/m<sup>2</sup>]</b>	1000

**Tabla 3.2. Propiedades térmicas de los componentes del panel.**

<b>Componente</b>	<b>Espesor (mm)</b>	<b><math>\rho</math> (kg/m<sup>3</sup>)</b>	<b><math>C_p</math> (J/kg·°C)</b>	<b><math>K</math> (W/m·K)</b>
<b>Placa absorbente AlOx <sup>[24]</sup></b>	0,3	3240	620	20
<b>Cubierta de Cristal</b>	4	2225	835	1,4
<b>Caja de Aluminio</b>	1	2770	875	177
<b>Gas Criptón <sup>[25]</sup></b>	-----	3,708	248	0,01



### 3.1.2 Intercambiador de calor <sup>[19]</sup>.

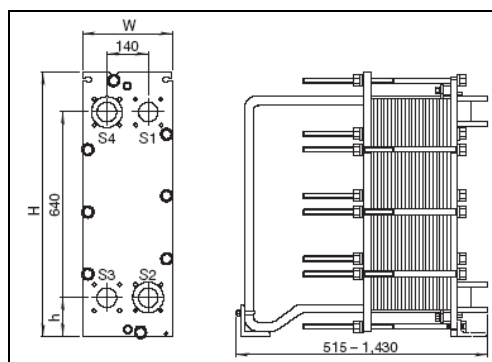
La transferencia de calor del circuito primario al secundario se realiza a través del intercambiador de placas Alfa Laval M6MF. Las características técnicas de este equipo son:

**Tabla 3.3. Características de las placas.**

	Material	Número	Superficie máxima de transferencia [m <sup>2</sup> ]
Placas	Acero Inoxidable AISI 316	22	38

**Tabla 3.4. Dimensiones del intercambiador de calor.**

Modelo	H	W	h
M6MF	920	320	140



**Figura 3.3. Medidas del intercambiador de calor <sup>[19]</sup>.**



**Figura 3.4. Intercambiador de calor Alfa Laval M6MF<sup>[19]</sup>.**

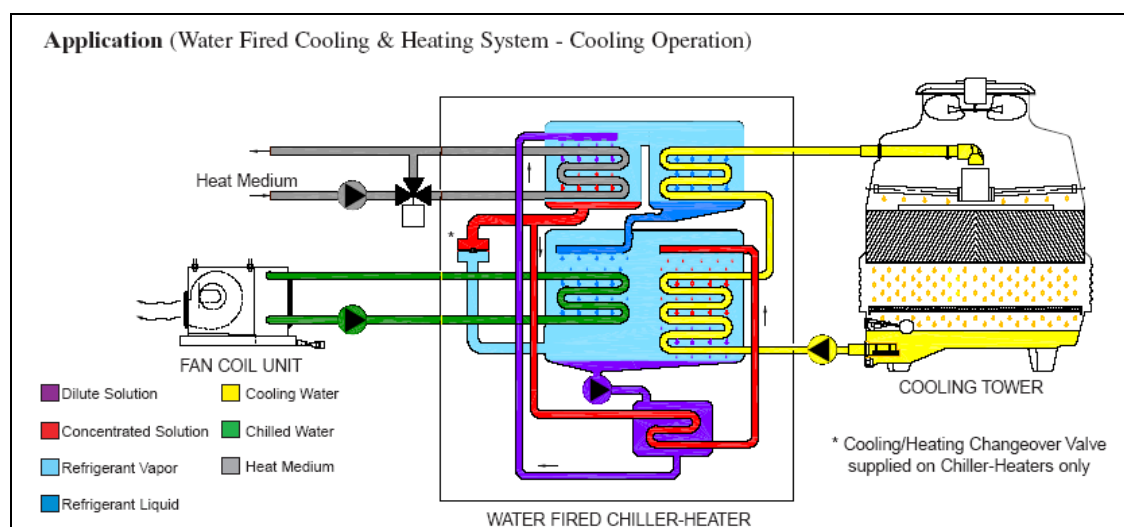


### 3.1.3 Máquina de absorción LiBr-H<sub>2</sub>O.

La máquina de absorción es una máquina de simple efecto de la marca YAZAKI modelo WFC-10. Los fluidos de trabajo son LiBr (absorbente) y H<sub>2</sub>O (refrigerante). Se encuentra situada en la nave de Ingeniería Térmica, conectada con el agua caliente procedente de los tanques (generador), con la torre de refrigeración y con los fan- coils.

Los principios termodinámicos que rigen este aparato se encuentran en el capítulo 1 (pág 9-20).

Se compone de un generador, que se alimenta con agua caliente entre 65-85°C, un evaporador que enfría el agua procedente de los fan-coils, un condensador y un absorbedor conectados a una torre de refrigeración. En la Figura 3.5 se representa un esquema de este equipo:



**Figura 3.5. Esquema de la máquina de absorción.**



Los tubos del generador son de acero inoxidable y los demás son de cobre. El movimiento de la disolución se encuentra asegurado gracias a los movimientos de convección natural de la misma, por lo que no es necesario el uso de un motor para asegurar la circulación de la solución en el interior del aparato.

En la Figura 3.6 se observa una fotografía real de la máquina de absorción:



**Figura 3.3. Máquina de absorción <sup>[39]</sup>.**



Las especificaciones de la máquina de absorción YAZAKI WFC-10, se resumen en la siguiente tabla:

**Tabla 3.5. Especificaciones de la máquina de absorción.**

<b>Modelo</b>	<b>WFC-10</b>	
<b>Producción de frío</b>	<b>Capacidad Frigorífica [kW]</b>	34,9
	<b>Temperatura del agua enfriada [°C]</b>	7 (salida), 12,5 (entrada)
<b>Agua enfriada</b>	<b>Caudal [l/s]</b>	1,67
	<b>Pérdida de carga [kPa]</b>	37,27
<b>Agua de refrigeración</b>	<b>Caudal [l/s]</b>	4,05
	<b>Pérdida de carga [kPa]</b>	56,88
<b>Agua del generador</b>	<b>Caudal [l/s]</b>	2,38
	<b>Pérdida de carga [kPa]</b>	19,61
<b>Electricidad</b>	<b>Consumo [W]</b>	210
<b>Nivel de sonido</b>	<b>Presión del sonido [dB(A)]</b>	49
<b>Control</b>	ON/OFF	



### 3.1.4 Tanques de almacenamiento.

Los tanques de almacenamiento son dos y se encuentran situados en la sala de calderas del edificio Betancourt:



Figura 3.7. Tanques de almacenamiento.

Las dimensiones y propiedades necesarias de los materiales que componen los depósitos se recogen en las Tablas 3.6 y 3.7:

Tabla 3.6. Dimensiones de los tanques de almacenamiento.

Diámetro Interno [m]	Diámetro Externo [m]	Altura Interna [m]	Altura Externa [m]	Capacidad [l]
1,2 m	1,284 m	1,55 m	1,634 m	2000



**Tabla 3.7. Propiedades de los materiales que conforman los tanques.**

Material	Espesor [mm]	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	Cp [J/kg·C]	K [W/m·K]
Acero galvanizado	5	7832	434	63,9
Poliuretano	35	50	800	0,035

Estos depósitos se emplean para el funcionamiento del aire acondicionado en el edificio. Poseen una configuración en serie.

### 3.1.5 Circuitos hidráulicos de la instalación.

#### A) Circuito primario.

El circuito primario cierra la conexión entre los colectores y el intercambiador de calor. Está formado por tuberías de cobre sanitario recubiertas por SH/Armaflex (aislante).

Las dimensiones de las tuberías que componen el circuito primario y las propiedades sus elementos se detallan en la Tabla 3.8 y 3.9:

**Tabla 3.8. Dimensiones de las tuberías del circuito primario.**

Tramo	Posición tubería	Longitud [m]	Características
Colectores- Intercambiador de calor	Horizontal	5,44	$D_{e1} = 26 \text{ mm}$ $D_{i1} = 24 \text{ mm}$ $e_{t1} = 1 \text{ mm}$ $e_{ais1} = 20 \text{ mm}$
	Vertical	21,05	
	Azotea	2,56	
Intercambiador de calor - Colectores	Horizontal	5,18	
	Vertical	20,45	
	Azotea	0,85	



Siendo:  $D_{e1}$  = diámetro exterior de la tubería del circuito primario.

$D_{i1}$  = diámetro interior de la tubería del circuito primario =  $D_{e1} - 2e_{t1}$ .

$e_{t1}$  = espesor de la tubería del circuito primario.

$e_{ais1}$  = espesor del aislante del circuito primario.

**Tabla 3.9. Propiedades de los materiales del circuito primario.**

Componente	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	$C_p$ [J/kg·°C]	$K$ [W/m·K]
Cobre Sanitario	8960	380	401
SH/Armaflex	32	835	0,037

## B) Circuito secundario.

El circuito secundario cierra la conexión entre el intercambiador de calor y los tanques de almacenamiento. Está formado por tuberías de cobre sanitario recubiertas por SH/Armaflex (aislante).

Las dimensiones de las tuberías que componen el circuito secundario y las propiedades sus elementos se detallan en la Tabla 3.10 y 3.11:

**Tabla 3.10. Dimensiones del circuito secundario.**

Tramo	Posición tubería	Longitud [m]	Características
Intercambiador de calor- Tanques	Horizontal	2,51	$D_{e2} = 26 \text{ mm}$ $D_{i2} = 24 \text{ mm}$ $e_{t2} = 1 \text{ mm}$ $e_{ais2} = 20 \text{ mm}$
	Vertical	0,66	
Tanques - Intercambiador de calor	Horizontal	1,85	
	Vertical	1,67	





Siendo:  $D_{e2}$  = diámetro exterior de la tubería del circuito primario.

$D_{i2}$  = diámetro interior de la tubería del circuito primario =  $D_{e2} - 2e_{t2}$ .

$e_{t2}$  = espesor de la tubería del circuito primario.

$e_{ais2}$  = espesor del aislante del circuito primario.

**Tabla 3.11. Propiedades de los materiales del circuito secundario.**

Componente	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	$C_p$ [J/kg·°C]	$K$ [W/m·K]
Cobre Sanitario	8960	380	401
SH/Armaflex	32	835	0,037

### C) Circuito terciario.

El circuito terciario cierra la conexión entre los tanques y el generador de la máquina de absorción. Está formado por tuberías de cobre sanitario recubiertas por SH/Armaflex (aislante).

Las dimensiones de las tuberías que componen el circuito terciario y las propiedades sus elementos se detallan en la Tabla 3.12 y 3.13:

**Tabla 3.12. Dimensiones del circuito terciario.**

Tramo	Posición tubería	Longitud [m]	Características
Tanques – Generador	Horizontal	5,43	$D_{e3} = 35 \text{ mm}$
	Vertical	12,35	$D_{i3} = 33 \text{ mm}$
Generador- Tanques	Horizontal	5,51	$e_{t3} = 1 \text{ mm}$
	Vertical	13,69	$e_{ais3} = 20 \text{ mm}$



Siendo:  $D_{e3}$  = diámetro exterior de la tubería del circuito primario.

$D_{i3}$  = diámetro interior de la tubería del circuito primario =  $D_{e3} - 2e_{t3}$ .

$e_{t3}$  = espesor de la tubería del circuito primario.

$e_{ais3}$  = espesor del aislante del circuito primario.

**Tabla 3.13. Propiedades de los materiales del circuito terciario.**

Componente	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	$C_p$ [J/kg·°C]	$K$ [W/m·K]
Cobre Sanitario	8960	380	401
SH/Armaflex	32	835	0,037

#### **D) Circuito cuaternario.**

El circuito cuaternario cierra la conexión entre el evaporador de la máquina de absorción y los fan-coils. Está formado por tuberías de cobre sanitario recubiertas por SH/Armaflex (aislante).

Las dimensiones de las tuberías que componen el circuito terciario y las propiedades sus elementos se detallan en la Tabla 3.14 y 3.15:

**Tabla 3.14. Dimensiones del circuito cuaternario.**

Tramo	Posición tubería	Longitud [m]	Características
Evaporador – Fan coil	Horizontal	13,27	$D_{e4} = 35 \text{ mm}$
	Vertical	9,82	$D_{i4} = 33 \text{ mm}$
Fan coils - Evaporador	Horizontal	15,54	$e_{t4} = 1 \text{ mm}$
	Vertical	11,17	$e_{ais4} = 20 \text{ mm}$



Siendo:  $D_{e4}$  = diámetro exterior de la tubería del circuito primario.

$D_{i4}$  = diámetro interior de la tubería del circuito primario =  $D_{e4} - 2e_{t4}$ .

$e_{t4}$  = espesor de la tubería del circuito primario.

$e_{ais4}$  = espesor del aislante del circuito primario.

**Tabla 3.15. Propiedades de los materiales del circuito cuaternario.**

Componente	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	$C_p$ [J/kg·°C]	K [W/m·K]
Cobre Sanitario	8960	380	401
SH/Armaflex	32	835	0,037

### 3.1.6 Fan-Coils.

En esta instalación se utiliza un Fan-Coil de la marca Jucker para transferir el frío del circuito cuaternario al habitáculo a acondicionar, que es la nave del departamento de Ingeniería Térmica.

### 3.1.7 Fluidos de trabajo.

Se detallan los fluidos que intervienen en la transferencia de calor en la instalación:

-Circuito primario: disolución de etilenglicol y agua en una composición de 20%/80%.

-Circuitos secundario, terciario y cuaternario: agua.



En la Tabla 3.16 se resumen las propiedades de los fluidos anteriores:

**Tabla 3.16. Propiedades de los fluidos de la instalación.**

Fluido	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$C_p$ (J/kg·°C)	$K$ (W/m·K)	$\mu$ (Pa·s)
Etilenglicol <sup>[20]</sup>	1109	2400	0,26	$20 \cdot 10^{-3}$
Agua	1000	4191	$668 \cdot 10^{-3}$	$389 \cdot 10^{-6}$

### 3.1.8 Sistema de regulación, bombeo y adquisición de datos.

#### A) Sistema de bombeo.

En toda la instalación se pueden encontrar cuatro bombas, todas ellas de la marca Grundfos, a continuación se detalla su ubicación y modelo. (Tabla 3.17).

**Tabla 3.17. Bombas de la instalación.**

Modelo	UPS 25-60	UPS 25-60	UPS 32-80	UPS 32-120/F
Ubicación	Terciario	Terciario	Secundario	Primario

#### B) Sistema de regulación.

A lo largo del trazado de la instalación se pueden encontrar un total de 22 válvulas todo-nada, y un total de cuatro válvulas de regulación (de pantalla), una en la salida de cada batería de colectores planos.



### C) Equipos de adquisición de datos.

La instalación solar cuenta con una pequeña instalación meteorológica que registra cada 2 segundos los siguientes parámetros: dirección del viento, velocidad del viento, temperatura del aire, radiación global, radiación difusa, humedad relativa, presión y lluvia. (Esta información se puede consultar vía Internet en la página <http://pc-134-222.uc3m.es/meteo.htm>).

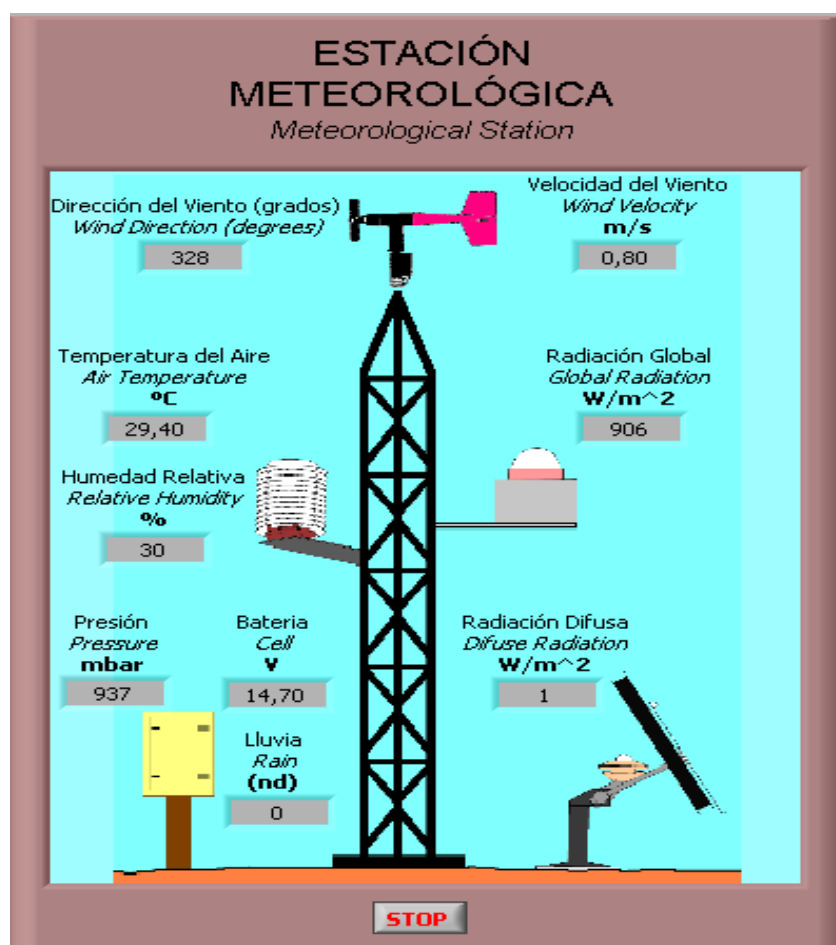


Figura 3.7. Vista de la aplicación que muestra los valores registrados en la instalación meteorológica, actualizados cada minuto <sup>[21]</sup>.

Existen numerosos puntos a lo largo de la instalación en los que se toman medidas de temperatura cada dos segundos y hacen la media cada diez minutos de forma automatizada. Los instrumentos empleados para la recogida de este dato son termopares que se encuentran situados en la salida de los colectores, las tuberías, los tanques de almacenamiento y en la máquina de



absorción. Se registran en un ordenador que coordina la operación de recogida de todos los parámetros antes citados.

El funcionamiento de la instalación se resume en la Tabla 3.18:

**Tabla 3.18. Funcionamiento de la instalación**

Condiciones de funcionamiento	Circuito de colectores	Circuito de almacenamiento	Circuito de consumo
Radiación $> 50 \text{ W/m}^2$	SI		
Radiación $\leq 50 \text{ W/m}^2$	NO		
Temperatura de salida de los colectores $>$ Temperatura del tanque $+ 5^\circ\text{C}$		SI	
Temperatura de salida de los colectores $\leq$ Temperatura del tanque $+ 5^\circ\text{C}$		NO	
Hora de funcionamiento del aire acondicionado			SI
Otra hora			NO
Temperatura externa $\leq 25^\circ\text{C}$			NO
Temperatura externa $> 25^\circ\text{C}$			SI
Temperatura del tanque $>$ Temperatura de salida del generador $+ 10^\circ\text{C}$			SI
Temperatura del tanque $\leq$ Temperatura de salida del generador $+ 10^\circ$			NO



### **3.2 Instalación térmica solar.**

La instalación solar se encuentra situada en la azotea del edificio Betancourt de la Universidad Carlos III de Madrid en la población de Leganés.

En la Tabla 3.19 se recogen los datos experimentales de los parámetros de intensidad global y la temperatura a la entrada y salida del agua que circula por los colectores. Se representan tres días significativos del intervalo 30/06-11/07 del año 2007, cuyo período de funcionamiento es 7:00-22:00. Esto último tiene como objetivo comparar estos resultados experimentales con los de la simulación en los mismos días, para proceder a una validación parcial del modelo.



**Tabla 3.19. Radiación global y temperatura de entrada y salida del agua que circula por los colectores.**

Tiempo [min]	Radiación global [ $\text{W/m}^2$ ]			Temperatura entrada del colector [ $^{\circ}\text{C}$ ]			Temperatura salida del colector [ $^{\circ}\text{C}$ ]		
	30/06/2007	05/07/2007	11/07/2007	30/06/2007	05/07/2007	11/07/2007	30/06/2007	05/07/2007	11/07/2007
7:00	6,538	5,458	2,622	24,324	22,196	23,786	17,720	15,577	17,475
7:10	17,548	15,829	9,977	23,003	20,907	22,535	18,520	16,537	18,327
7:20	31,134	31,579	22,538	23,005	20,867	22,428	19,084	16,984	18,734
7:30	49,632	50,819	38,749	23,107	20,944	22,471	19,562	17,418	19,153
7:40	69,983	70,652	56,896	23,370	21,144	22,680	20,020	17,937	19,674
7:50	93,880	93,385	76,950	23,621	21,413	22,973	20,482	18,479	20,198
8:00	119,622	119,462	101,134	23,889	21,691	23,227	21,053	18,953	20,673
8:10	147,863	147,993	129,161	24,268	22,013	23,542	21,642	19,486	21,157
8:20	174,823	178,324	157,298	24,751	22,413	23,985	22,430	20,163	21,843
8:30	205,107	211,411	187,579	25,393	22,869	24,536	23,399	20,869	22,655
8:40	237,776	244,635	219,759	26,209	23,598	25,273	24,556	21,859	23,691
8:50	270,381	278,217	251,963	27,237	24,499	26,213	26,044	23,181	24,953
9:00	303,077	312,716	285,559	28,567	25,596	27,429	27,973	24,811	26,642
9:10	335,967	346,836	319,542	30,165	26,992	28,908	30,251	26,786	28,667
9:20	369,318	381,408	352,833	32,062	28,778	30,682	32,802	29,237	31,057
9:30	402,074	414,699	385,341	34,209	30,791	32,714	35,493	31,853	33,631
9:40	435,642	448,833	419,669	36,632	33,042	35,040	38,363	34,490	36,425
9:50	466,786	481,559	453,130	39,289	35,518	37,611	41,323	37,259	39,373
10:00	498,843	513,314	482,639	42,139	38,258	40,356	44,456	40,304	42,327
10:10	529,100	542,298	515,067	45,177	41,192	43,237	47,766	43,492	45,291
10:20	559,120	572,769	548,542	48,192	44,163	46,167	51,253	46,475	48,370





Continuación de Tabla 3.19. Radiación global y temperatura de entrada y salida del agua que circula por los colectores.

Tiempo [min]	Radiación global [W/m <sup>2</sup> ]			Temperatura entrada del colector [°C]			Temperatura salida del colector [°C]		
	30/06/2007	05/07/2007	11/07/2007	30/06/2007	05/07/2007	11/07/2007	30/06/2007	05/07/2007	11/07/2007
10:30	580,722	601,415	570,796	51,207	46,895	48,968	54,385	49,310	51,274
10:40	610,475	629,679	603,960	53,900	49,551	51,686	57,621	52,190	54,180
10:50	640,569	660,151	630,462	52,896	52,071	53,151	59,991	54,819	56,953
11:00	664,070	685,916	655,244	51,400	52,335	51,556	60,873	57,130	58,959
11:10	690,572	713,167	670,361	51,306	50,283	50,667	61,796	58,348	59,706
11:20	715,779	736,997	692,151	51,584	49,930	50,705	63,327	59,440	60,585
11:30	736,398	759,742	718,375	52,109	50,222	51,020	64,789	60,872	61,803
11:40	755,719	780,943	753,057	52,653	50,713	51,691	66,091	62,335	63,563
11:50	773,017	803,027	762,890	53,257	51,148	52,138	67,449	63,519	64,532
12:00	805,465	825,104	783,375	53,822	51,771	52,856	69,014	64,864	66,400
12:10	826,716	842,866	806,405	54,414	52,264	53,422	70,526	66,201	67,688
12:20	854,492	862,759	822,806	54,964	52,705	53,959	71,992	67,413	68,805
12:30	870,482	880,110	830,679	55,532	53,190	54,464	73,208	68,560	69,667
12:40	890,060	899,615	843,231	56,018	53,751	54,992	74,271	69,715	70,517
12:50	905,682	913,438	867,900	56,447	54,260	55,597	75,113	70,637	71,746
13:00	918,462	926,946	879,452	56,982	54,682	56,073	75,790	71,421	72,686
13:10	929,652	934,930	888,756	57,475	55,298	56,665	76,542	72,394	73,455
13:20	941,050	942,799	899,736	57,941	55,725	57,198	76,958	72,971	74,350
13:30	950,231	951,398	904,224	58,371	56,176	57,743	77,404	73,606	75,027
13:40	959,753	957,294	907,575	58,833	56,719	58,278	77,912	74,323	75,707
13:50	965,117	964,191	919,997	59,311	57,173	58,705	78,645	75,094	76,061
14:00	967,592	968,753	924,060	59,709	57,540	59,231	78,975	75,390	76,617
14:10	974,796	962,552	918,793	60,145	58,067	59,603	79,237	76,175	76,739
14:20	971,706	967,967	920,087	60,300	58,513	60,069	79,197	76,592	76,981



Continuación de Tabla 3.19. Radiación global y temperatura de entrada y salida del agua que circula por los colectores.

Tiempo [min]	Radiación global [W/m <sup>2</sup> ]			Temperatura entrada del colector [°C]			Temperatura salida del colector [°C]		
	30/06/2007	05/07/2007	11/07/2007	30/06/2007	05/07/2007	11/07/2007	30/06/2007	05/07/2007	11/07/2007
14:30	970,054	966,338	917,177	60,281	59,004	60,475	79,309	76,892	76,895
14:40	965,993	967,686	911,288	60,604	59,255	60,932	79,683	76,862	77,212
14:50	967,355	958,813	901,679	60,724	59,650	61,278	79,912	76,859	77,409
15:00	959,033	957,064	890,515	60,831	59,911	61,644	79,321	77,156	77,487
15:10	955,448	949,391	891,813	61,166	60,001	61,917	79,278	77,134	77,495
15:20	948,047	941,505	882,047	61,336	59,903	62,334	78,961	76,926	77,754
15:30	936,498	930,555	872,739	61,506	60,002	62,535	78,620	76,691	77,297
15:40	921,060	915,870	872,284	61,742	60,250	62,653	78,558	76,782	76,592
15:50	909,117	897,856	862,311	61,856	60,477	62,920	78,138	76,748	75,870
16:00	897,164	887,241	845,826	61,962	60,457	63,158	77,881	75,979	75,724
16:10	879,054	871,284	834,054	61,989	60,573	63,310	77,242	75,391	75,538
16:20	865,378	853,943	822,987	62,038	60,655	63,492	76,665	74,906	75,246
16:30	847,030	843,686	818,753	62,103	60,639	63,722	76,112	74,347	75,304
16:40	825,890	821,020	799,826	62,113	60,626	63,857	75,488	73,667	74,887
16:50	803,274	799,164	774,649	62,045	60,589	64,024	74,768	73,086	74,547
17:00	782,151	774,699	749,886	62,064	60,713	64,136	74,245	72,476	74,308
17:10	757,806	752,311	722,365	62,088	60,515	64,194	73,629	71,572	73,531
17:20	733,217	730,632	704,084	61,978	60,288	66,870	72,787	70,286	72,960
17:30	705,793	707,411	587,612	61,807	60,680	68,705	71,631	69,372	70,982
17:40	682,749	678,268	655,883	63,880	63,615	68,971	70,795	68,896	71,815
17:50	653,274	648,542	637,883	65,685	65,246	69,462	70,534	69,008	71,330
18:00	625,803	617,144	613,100	66,506	66,038	69,640	70,205	69,110	70,795
18:10	599,358	586,231	597,645	66,537	66,237	69,272	69,418	68,477	70,457
18:20	567,599	561,599	556,234	66,151	65,730	68,717	68,199	67,311	69,413



Continuación de Tabla 3.19. Radiación global y temperatura de entrada y salida del agua que circula por los colectores.

Tiempo [min]	Radiación global [W/m <sup>2</sup> ]			Temperatura entrada del colector [°C]			Temperatura salida del colector [°C]		
	30/06/2007	05/07/2007	11/07/2007	30/06/2007	05/07/2007	11/07/2007	30/06/2007	05/07/2007	11/07/2007
18:30	538,057	534,254	515,211	65,323	64,716	67,860	66,679	65,380	67,650
18:40	505,863	502,291	489,251	64,280	63,455	66,595	65,046	63,399	66,131
18:50	474,485	470,087	468,936	62,909	62,027	65,185	62,968	61,307	64,265
19:00	437,786	436,140	437,033	61,340	60,482	63,793	60,646	59,299	62,369
19:10	407,756	402,963	374,799	59,581	58,735	62,129	58,165	56,815	59,527
19:20	374,375	370,853	365,100	57,777	56,899	60,185	55,608	54,130	56,768
19:30	342,421	339,130	334,321	55,730	54,940	58,191	52,879	51,389	54,222
19:40	310,980	306,000	298,134	53,737	52,985	56,261	49,991	48,495	51,477
19:50	278,254	270,281	269,161	51,722	51,192	54,317	46,947	45,603	48,570
20:00	245,595	239,110	236,468	49,879	49,403	52,562	43,781	42,656	45,669
20:10	214,318	209,819	203,441	48,234	47,670	50,937	41,350	40,186	43,155
20:20	186,151	178,950	176,749	46,696	46,220	49,287	39,849	38,596	41,386
20:30	157,819	150,328	147,913	45,353	44,939	47,781	38,725	37,556	40,128
20:40	130,719	122,478	121,368	44,146	43,820	46,393	37,709	36,714	39,010
20:50	104,930	96,411	97,037	43,077	42,846	45,149	36,830	35,938	37,920
21:00	79,027	73,585	74,468	42,090	41,972	43,969	35,954	35,220	37,065
21:10	55,201	53,341	53,779	41,090	40,916	42,848	35,027	34,388	36,104
21:20	37,140	35,572	36,134	40,173	39,979	41,777	34,096	33,598	35,053
21:30	21,468	19,866	21,535	39,176	39,017	40,796	33,090	32,672	34,060
21:40	10,622	7,920	9,247	38,296	38,068	39,832	32,192	31,681	33,093
21:50	1,171	0,973	0,836	37,460	37,234	38,952	31,344	30,858	32,250
22:00	0	0	0	36,616	36,457	38,131	30,470	30,140	31,434



Para caracterizar dicha instalación se procede a calcular dos parámetros:

1.  $Q_u$ : calor útil transmitido al agua que circula por los colectores [kJ]:

$$Q_u = \dot{m}_c \cdot C_p \cdot \Delta T_c \cdot \Delta t \quad \text{ec [3.1]}$$

Donde:  $\dot{m}_c$  = caudal másico de los colectores [kg/s]:

$$\dot{m}_c = \rho \cdot Q_c \quad \text{ec [3.2]}$$

$Q_c$  = caudal de agua que circula por los colectores = 0,15 [l/s].

$\rho$  = densidad del agua = 1000 [kg/m<sup>3</sup>].

$C_p$  = calor específico a presión constante del agua = 4,18 kJ/kg

$\Delta T_c$  = diferencia de temperatura entre la salida y la entrada del colector [K].

$\Delta t$  = incremento de tiempo [s] = 10 [min]=600 [s].

2. Rendimiento de los colectores ( $\eta_c$ ): cuya expresión es la dada por la ec [2.2]:

$$\eta_c = \frac{\int_{t_1}^{t_2} Q_u dt}{A \cdot \int_{t_1}^{t_2} I_{gl} dt} \quad \text{ec [2.2]}$$

Donde:  $I_{gl}$  = radiación global recibida por la unidad de tiempo y unidad de área del captador [W/m<sup>2</sup>].

$A$  = Área de los captadores [m<sup>2</sup>] = 20 [m<sup>2</sup>].

$Q_u$  = calor útil [kW].

En la Tabla 3.20 se representan  $Q_u$  y  $\eta_c$ , calculados a través de las expresiones anteriores y con los datos recogidos en la Tabla 3.19.



Tabla 3.20. Calor útil y rendimiento de los colectores.

Tiempo [min]	Q <sub>u</sub> [kJ]			η <sub>c</sub> [%]		
	30/06/2007	05/07/2007	11/07/2007	30/06/2007	05/07/2007	11/07/2007
7:00	-2484,430	-2490,218	-2373,960	0	0	0
7:10	-1686,735	-1643,705	-1583,060	0	0	0
7:20	-1475,107	-1460,638	-1389,927	0	0	0
7:30	-1333,560	-1326,514	-1248,255	0	0	0
7:40	-1260,081	-1206,482	-1130,991	0	0	0
7:50	-1181,067	-1103,939	-1044,175	0	0	0
8:00	-1066,823	-1030,083	-961,009	0	0	0
8:10	-988,060	-950,566	-897,092	0	0	0
8:20	-872,809	-846,261	-805,622	0	0	0
8:30	-749,884	-752,274	-707,734	0	0	0
8:40	-621,925	-654,387	-595,251	0	0	0
8:50	-448,798	-496,106	-474,339	0	0	0
9:00	-223,455	-295,550	-295,802	0	0	0
9:10	32,336	-77,379	-90,590	0,802	0	0
9:20	278,312	172,750	140,918	6,280	3,774	3,328
9:30	483,021	399,351	344,997	10,011	8,025	7,461
9:40	651,241	544,672	520,767	12,457	10,113	10,341
9:50	765,108	655,016	662,943	13,659	11,335	12,192
10:00	871,677	769,511	741,705	14,562	12,493	12,806
10:10	973,968	865,260	772,405	15,340	13,296	12,497
10:20	1151,499	869,915	828,772	17,162	12,657	12,591



Continuación de Tabla 3.20. Calor útil y rendimiento de los colectores.

Tiempo [min]	Q <sub>u</sub> [kJ]			η <sub>c</sub> [%]		
	30/06/2007	05/07/2007	11/07/2007	30/06/2007	05/07/2007	11/07/2007
10:30	1195,410	908,542	867,650	17,154	12,589	12,667
10:40	1399,867	992,967	938,361	19,109	13,141	12,947
10:50	2669,133	1033,984	1430,063	34,723	13,052	18,902
11:00	3563,960	1803,873	2785,012	44,724	21,916	35,420
11:10	3946,577	3034,261	3400,395	47,624	35,455	42,271
11:20	4417,771	3577,675	3716,579	51,433	40,453	44,747
11:30	4770,316	4006,341	4056,795	53,983	43,944	47,060
11:40	5055,549	4372,350	4466,031	55,748	46,657	49,421
11:50	5339,146	4653,934	4662,489	57,557	48,296	50,930
12:00	5715,472	4925,452	5095,308	59,132	49,746	54,203
12:10	6061,224	5243,020	5366,826	61,097	51,837	55,460
12:20	6405,843	5533,034	5584,997	62,472	53,443	56,565
12:30	6649,681	5782,156	5719,372	63,659	54,748	57,376
12:40	6866,594	6005,486	5840,285	64,290	55,630	57,717
12:50	7021,855	6160,998	6075,315	64,609	56,207	58,334
13:00	7075,580	6297,009	6249,827	64,198	56,611	59,221
13:10	7173,090	6431,510	6316,511	64,299	57,326	59,226
13:20	7154,217	6488,003	6452,522	63,353	57,347	59,763
13:30	7160,256	6557,204	6502,473	62,794	57,435	59,927
13:40	7177,619	6622,504	6556,700	62,322	57,649	60,203
13:50	7273,619	6742,033	6529,272	62,804	58,270	59,142



Continuación de Tabla 3.20. Calor útil y rendimiento de los colectores.

Tiempo [min]	Q <sub>u</sub> [kJ]			η <sub>c</sub> [%]		
	30/06/2007	05/07/2007	11/07/2007	30/06/2007	05/07/2007	11/07/2007
14:00	7247,700	6714,982	6540,722	62,420	57,763	58,985
14:10	7182,400	6812,491	6446,734	61,401	58,979	58,471
14:20	7109,173	6801,293	6362,561	60,968	58,553	57,626
14:30	7158,621	6729,325	6177,355	61,497	58,031	56,127
14:40	7177,619	6623,888	6124,259	61,919	57,042	56,004
14:50	7218,762	6474,037	6068,647	62,186	56,268	56,087
15:00	6956,051	6487,751	5960,191	60,443	56,490	55,775
15:10	6813,749	6445,476	5860,542	59,429	56,576	54,762
15:20	6630,557	6404,207	5801,155	58,283	56,684	54,808
15:30	6438,556	6278,262	5553,417	57,293	56,223	53,027
15:40	6326,074	6219,127	5243,775	57,235	56,587	50,096
15:50	6125,140	6121,240	4871,601	56,146	56,813	47,079
16:00	5988,752	5839,152	4727,412	55,627	54,844	46,576
16:10	5738,245	5574,554	4600,083	54,398	53,317	45,961
16:20	5502,711	5361,417	4421,671	52,989	52,320	44,773
16:30	5270,197	5156,834	4357,251	51,850	50,936	44,348
16:40	5031,895	4906,076	4149,398	50,772	49,797	43,232
16:50	4786,547	4701,116	3958,656	49,657	49,021	42,585
17:00	4582,594	4425,194	3826,797	48,825	47,601	42,526
17:10	4341,776	4159,464	3512,374	47,745	46,074	40,519
17:20	4066,483	3760,994	2291,046	46,217	42,897	27,116



Continuación de Tabla 3.20. Calor útil y rendimiento de los colectores.

Tiempo [min]	Q <sub>u</sub> [kJ]			η <sub>c</sub> [%]		
	30/06/2007	05/07/2007	11/07/2007	30/06/2007	05/07/2007	11/07/2007
17:30	3695,693	3269,795	856,704	43,635	38,518	12,150
17:40	2601,316	1986,562	1070,094	31,751	24,407	13,596
17:50	1824,507	1415,217	702,827	23,274	18,185	9,182
18:00	1391,563	1155,399	434,203	18,530	15,601	5,902
18:10	1083,808	842,487	445,778	15,069	11,976	6,216
18:20	770,392	595,000	261,704	11,311	8,829	3,921
18:30	509,946	249,752	-79,027	7,898	3,896	0
18:40	288,000	-21,264	-174,386	4,744	0	0
18:50	22,144	-271,141	-345,878	0,389	0	0
19:00	-261,075	-445,149	-535,613	0	0	0
19:10	-532,468	-722,581	-978,749	0	0	0
19:20	-816,065	-1041,533	-1285,622	0	0	0
19:30	-1072,862	-1335,950	-1493,099	0	0	0
19:40	-1409,555	-1689,125	-1799,847	0	0	0
19:50	-1796,072	-2102,442	-2162,206	0	0	0
20:00	-2293,939	-2538,155	-2592,886	0	0	0
20:10	-2589,615	-2815,461	-2927,566	0	0	0
20:20	-2575,775	-2868,431	-2972,232	0	0	0
20:30	-2493,237	-2777,841	-2878,874	0	0	0
20:40	-2421,646	-2673,285	-2777,463	0	0	0
20:50	-2350,055	-2598,799	-2719,586	0	0	0
21:00	-2308,409	-2540,294	-2597,416	0	0	0
21:10	-2280,854	-2456,121	-2537,022	0	0	0
21:20	-2285,887	-2400,760	-2529,473	0	0	0
21:30	-2289,787	-2386,794	-2534,128	0	0	0
21:40	-2296,330	-2402,647	-2535,135	0	0	0
21:50	-2300,859	-2398,495	-2521,043	0	0	0





Se detallan, en la Tabla 3.21 los valores medios diarios tanto de  $Q_u$  como del rendimiento de los colectores:

Tabla 3.21 Valores medios diarios de  $Q_u$  y  $\eta_c$ .

	Radiación Global diaria [ $W/m^2$ ]	$Q_u$ diario [kW]	$Q_u$ diario [kJ]	$\eta_c$ diario [%]
30/06/2007	49895,070	431,968	259180,913	43,288
05/07/2007	50072,562	388,267	232959,900	38,770
11/07/2007	47644,877	355,420	213252,250	37,299
Promedio	49204,170	391,885	235131,021	39,786

Se representa gráficamente el comportamiento de la instalación solar en estos tres días:

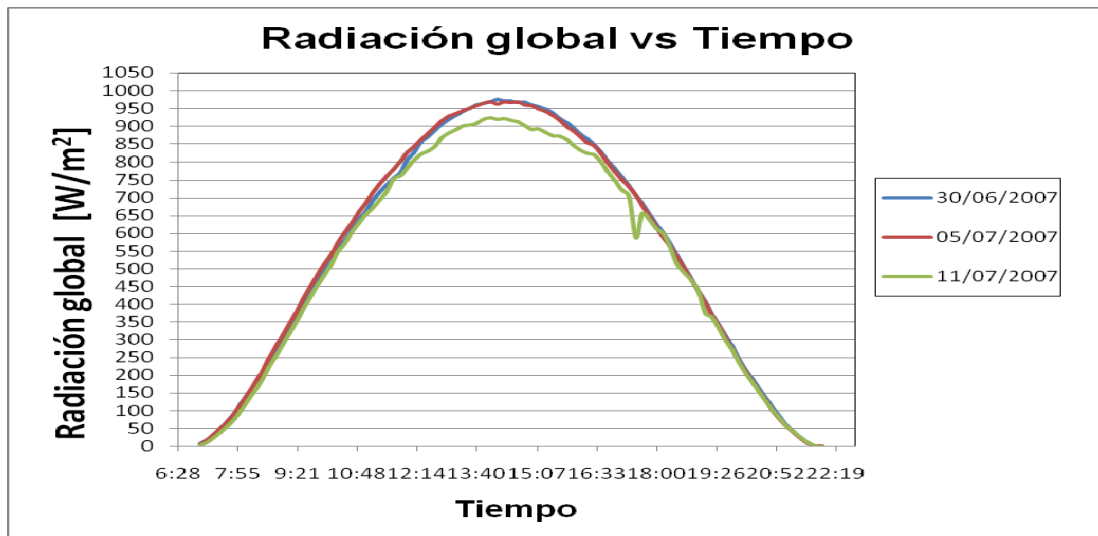


Figura 3.9. Radiación global vs Tiempo.

La radiación global posee la característica forma de campana, tal como se detalla en el capítulo 2 (pág 58). En esta época del año amanece en torno a las 7:00, por tanto, la radiación captada es mínima. Al avanzar el día y debido al movimiento de la Tierra respecto del Sol, llega mayor proporción de radiación y se consigue un máximo en torno a los  $960 W/m^2$ , entre 12:45-16:15. Este parámetro decae con la venida del atardecer y de la noche.

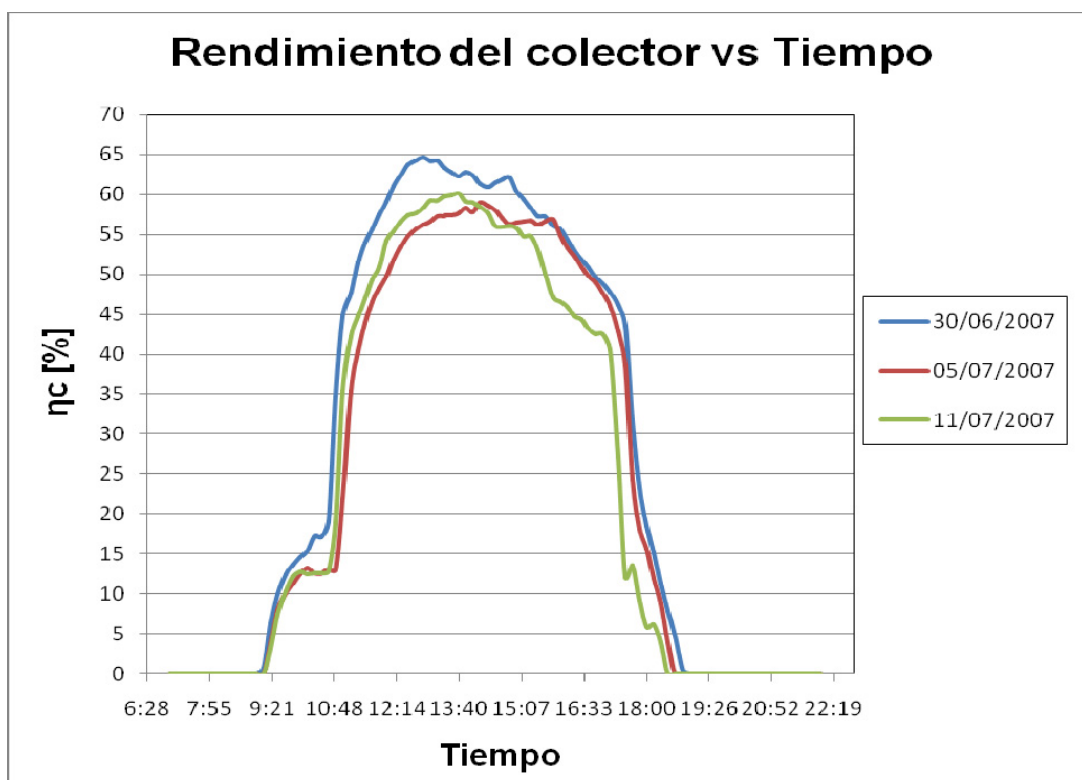


Figura 3.10. Rendimiento de los colectores frente Tiempo.

Entre las 7:00-9:20 el rendimiento de los colectores es nulo, debido a que  $Q_u$  es negativo ya que la radiación solar es tan baja que no es suficiente para calentar el agua que circula por los colectores, por lo que se producen pérdidas. A partir de este momento, se produce una subida del rendimiento coincidiendo con el incremento paulatino de la radiación captada por los colectores, en torno a las 10:50 se produce un rápido crecimiento de este parámetro llegando a sus valores máximos, entre el 65-55%, en el intervalo donde la radiación global es máxima ( $960 \text{ W/m}^2$ , 12:45-16:45). El rendimiento de los colectores comienza a decaer bruscamente en torno a las 16:45 debido al decrecimiento de la radiación solar, y a las 18:00 vuelve a ser nulo por el mismo efecto descrito al principio.

Se concluye que el existe una relación directamente proporcional entre  $\eta_c$  e  $I_{gl}$ , a mayor radiación aumenta el rendimiento y viceversa.

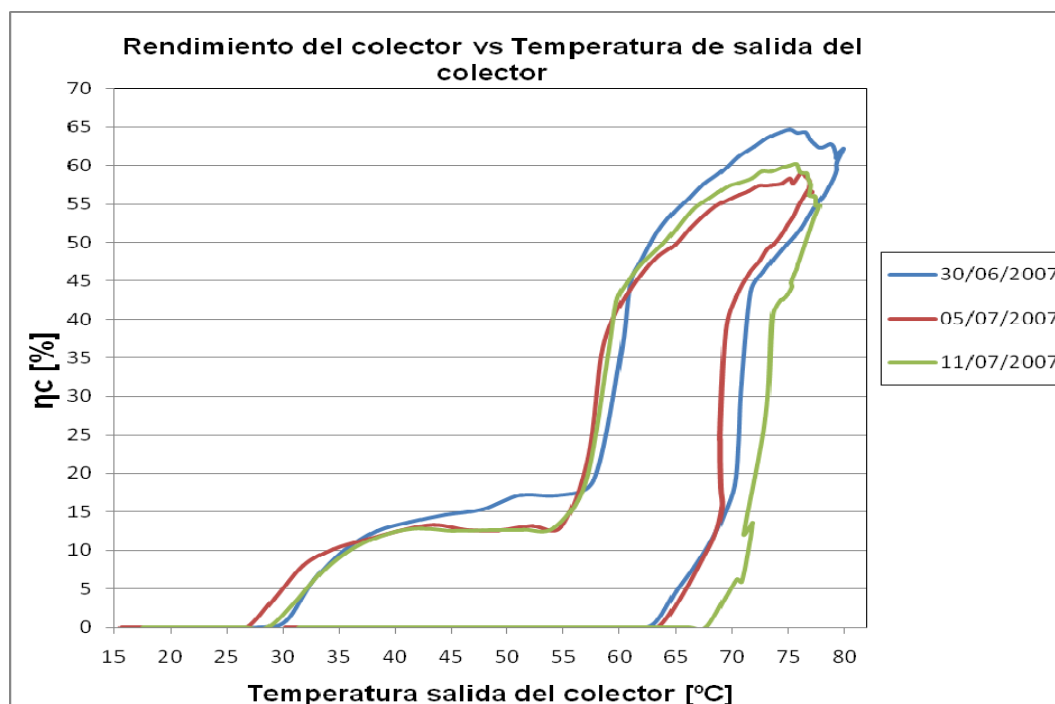
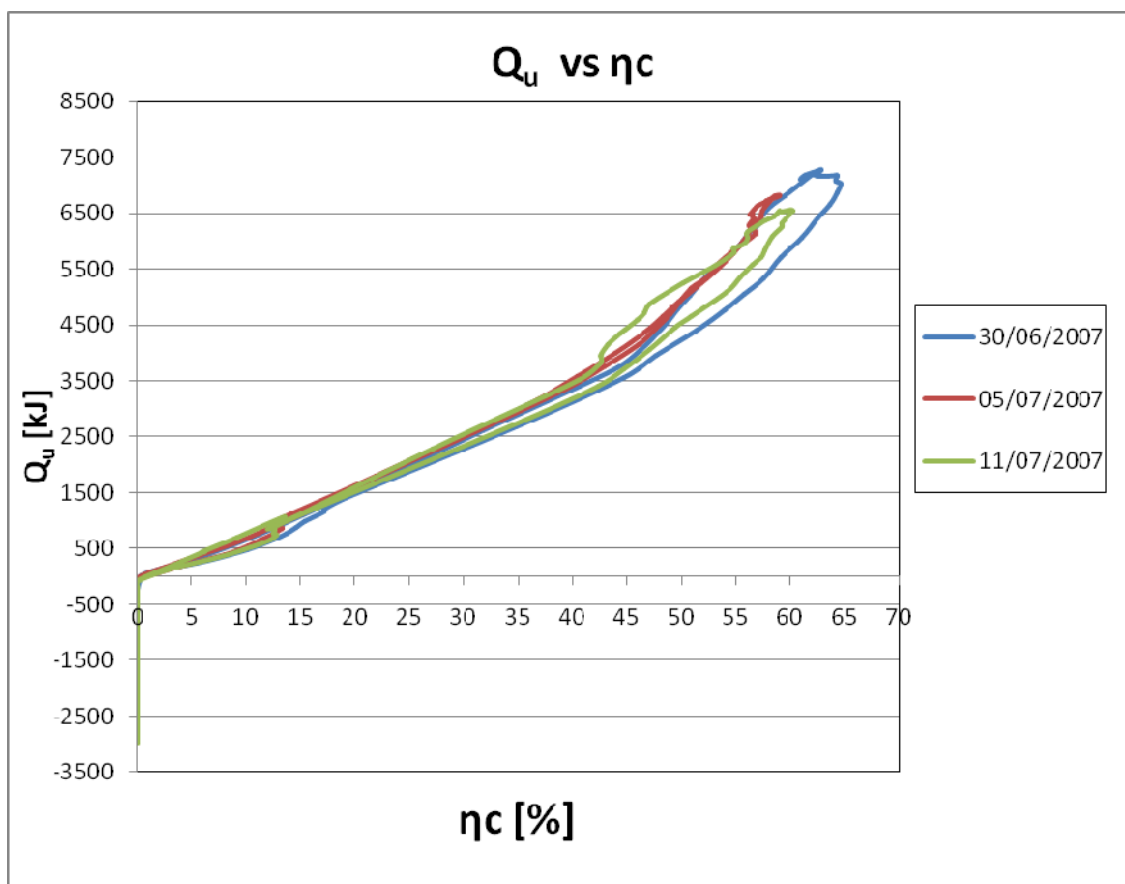


Figura 3.11. Rendimiento de los colectores frente Temperatura de salida del colector.

Si el rendimiento de los colectores es nulo la temperatura de salida varía entre los 15-25°C, esto es debido a que a medida que se incrementa la radiación solar, el agua se calienta pero no a la suficiente temperatura porque se producen pérdidas en la instalación. A medida que este parámetro aumenta, la temperatura también, llegando en un rendimiento del 13% a 55°C. Se observa que en el intervalo de máxima temperatura 75-80°C, se alcanza el mayor rendimiento 60-65%. Posterior a este punto las dos variables comienzan a disminuir, destacando que la temperatura a rendimiento nulo decrece desde los 65°C hasta los 15°C, este fenómeno es debido a que poco a poco el agua de los colectores se va enfriando ya que la radiación es menor.

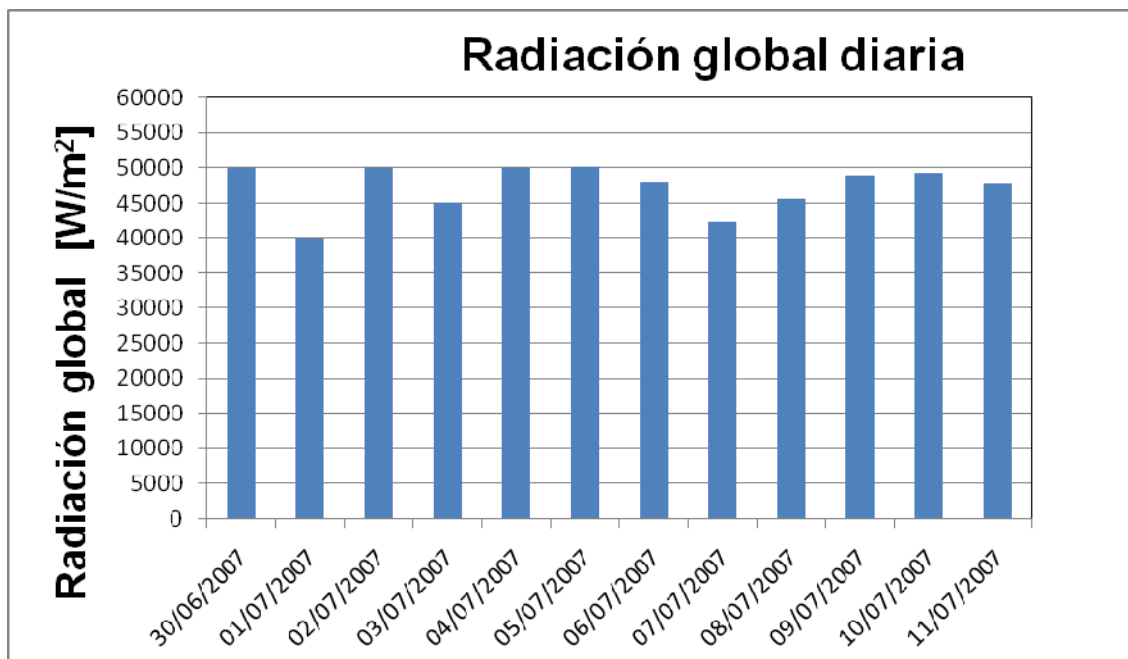
Se destaca que a medida que aumenta el rendimiento de los colectores, la temperatura de salida del agua que circula por la instalación solar térmica también crece, como era lógico. Por lo tanto existe una relación directamente proporcional entre el rendimiento de los colectores y la temperatura de salida del fluido que circula a través de ellos.



**Figura 3.12. Calor útil frente a rendimiento de los colectores.**

El calor útil negativo representa las pérdidas que existen en la instalación y se corresponde con un rendimiento de colector nulo, esto significa que la radiación captada no es lo suficientemente alta para elevar la temperatura del agua que circula por los colectores. A medida que se eleva el rendimiento el calor útil crece, llegando a un máximo entre 6500-6900 kJ en un intervalo de  $\eta_c$  60-65%. Llegado a este punto, comienzan a decrecer ambas variables, debido a una disminución de la radiación, y se regresa a la zona de pérdidas donde el uso de la planta solar térmica es inadecuado.

Por lo tanto, existe una relación directamente proporcional entre el calor útil transferido al fluido y el rendimiento de los colectores, como era de esperar.



**Figura 3.13 Radiación global diaria recibida entre el 30/06 y 11/07.**

El comportamiento de la radiación global es oscilante, posee un mínimo de  $40000 \text{ W/m}^2$  y un máximo de  $50000 \text{ W/m}^2$ . Este fenómeno se debe tanto al movimiento de rotación y traslación de la Tierra respecto del Sol como a las condiciones climatológicas de la zona en la cual se encuentra localizada esta instalación.

### **3.3 Máquina de absorción.**

La máquina de absorción posee una potencia de 35 kW y su par de trabajo es una disolución LiBr-  $\text{H}_2\text{O}$ . Es alimentada por el agua procedente del tanque, la cual al poseer una temperatura inferior a  $65^\circ\text{C}$ , no fue capaz de poner en funcionamiento este equipo por lo que no se produjo frío.

## *4. SIMULACIÓN*



## **4. Simulación.**

### **4.1 Desarrollo del modelo.**

Se realiza una simulación de la instalación de frío solar con la aplicación informática MATHCAD 14. Los objetivos de esta simulación son:

- Predecir el comportamiento de la instalación de frío solar destinada a suministrar la demanda de climatización de una vivienda de 90 m<sup>2</sup>.
- Analizar la influencia de la superficie solar y del volumen del tanque de almacenamiento.
- Verificar con los datos experimentales del capítulo 3 si la simulación es correcta.

El programa de cálculo es “Instalación”, una hoja de MATHCAD, este a su vez consta de dos subprogramas “Adquisición” y “Caract Colector1”. A continuación se realiza una descripción detallada de cada una de las partes que constituyen esta simulación, para el día 30/06/2007.

#### **4.1.1 Adquisición.**

Este subprograma, es una hoja de MATHCAD cuya misión es la adquisición de los datos recogidos por la estación meteorológica. Se divide en cinco partes:

Antes se debe definir la longitud de los vectores, la variable C, será el grado centígrado ya que la unidad que toma MATHCAD de temperaturas es el grado Kelvin, y n es el día del año cuyo intervalo es [1,365]:

$$i := 0..143$$

$$C := 1 \cdot K$$

$$n := 181$$



### 1) Tiempos solares:

Se define la variable tiempo:

$$\text{tiempo} := \text{DATOS}^{(89)} \cdot \text{mir} \quad \text{ec [4.1]}$$

Siendo  $\text{DATOS}^{(89)}$ , la columna del archivo en el cual se encuentra el tiempo en minutos. Se debe corregir el tiempo local teniendo en cuenta la excentricidad de la órbita terrestre, ya que se trata de una elipse cuyo centro no es el sol, de acuerdo con U. Eicker, (2003)/Pág: 19/(2.8) :

$$E := 229.2 \cdot \left[ 0.000075 + 0.001868 \cdot \cos \left[ \frac{360}{365} \cdot (n-1) \cdot \text{deg} \right] - 0.032077 \cdot \sin \left[ \frac{360}{365} \cdot (n-1) \cdot \text{deg} \right] - 0.014615 \cdot \cos \left[ \frac{360}{365} \cdot 2 \cdot (n-1) \cdot \text{deg} \right] - 0.04089 \cdot \sin \left[ \frac{360}{365} \cdot 2 \cdot (n-1) \cdot \text{deg} \right] \right] \cdot \text{min}$$

ec [4.2]

Por lo que queda la corrección global: zona horaria local + órbita + zona horaria legal + horario estacional como:

$\phi := 40.41 \cdot \text{deg}$	Latitud
$L := 3.5 \cdot \text{deg}$	Longitud
$L_{\text{std}} := 0 \cdot \text{deg}$	Longitud del meridiano de referencia para la zona horaria

$$\Delta h := - \left[ 4 \cdot \frac{\text{min}}{\text{deg}} \cdot (L_{\text{std}} - L) + E \right] \quad \text{ec [4.3]}$$

$$\Delta h = 17.2586 \cdot \text{mir}$$

$$\text{tiempo} := \text{tiempo} + \Delta h \quad \text{ec [4.4]}$$





2) Velocidad y dirección del viento: Se definen estas dos variables cómo:

$$V_{med\_viento} := DATOS^{(61)} \cdot \frac{m}{sec} \quad ec [4.5]$$

$$Dir\_viento := DATOS^{(62)} \quad ec [4.6]$$

3) Temperaturas: la temperatura media del aire posee la siguiente expresión:

$$t_{med} := DATOS^{(63)} \cdot C \quad ec [4.7]$$

4) Insolaciones: La insolación global incidente es:

$$I_{med} := DATOS^{(67)} \cdot \frac{watt}{m^2} \quad ec [4.8]$$

5) Cálculo de la radiación sobre el plano inclinado de los colectores:

En primer lugar se necesita saber la latitud e inclinación de los colectores:

Latitud:  $\phi := 40.41 \cdot deg$

Inclinación del panel:  $\beta_i := 45 \cdot deg$



A continuación se calcula la Constante Solar ( $G_{0ni}$ ), es decir la irradiación solar exterior de la atmósfera terrestre, y la declinación ( $\delta_i$ ), es la inclinación del eje de rotación de la Tierra respecto al plano de la elíptica, de acuerdo con U. Eicker (2003)/Pág: 17/(2.4) :

$$G_{0n_i} := 1353 \cdot \left( 1 + 0.033 \cdot \cos \left( \frac{360 \cdot n}{365} \cdot \text{deg} \right) \right) \cdot \frac{\text{watt}}{\text{m}^2} \quad \text{ec [4.9]}$$

$$\delta_i := 23.45 \cdot \sin \left( 360 \cdot \frac{284 + n}{365} \cdot \text{deg} \right) \cdot \text{deg} \quad \text{ec [4.10]}$$

Cuyos valores son:  $G_{0ni} = 1308 \text{ W/m}^2$  y  $\delta_i = 23,18^\circ$ .

Se muestran los ángulos horarios de salida y puesta de sol sobre el plano horizontal ( $\omega_{szi}$ ) e inclinado ( $\omega_{sTi}$ ), de acuerdo con U. Eicker (2003)/Pág: 21/(2.14) :

$$\omega_{szi} := \text{acos} \left( -\tan(\phi) \cdot \tan(\delta_i) \right) \quad \text{ec [4.11]}$$

$$\omega_{sTi} := \text{acos} \left( -\tan(\phi - \beta_i) \cdot \tan(\delta_i) \right) \quad \text{ec [4.12]}$$

Finalmente se le asigna un ángulo horario a cada serie de datos tomados. Hallados estos parámetros se procede al cálculo de la radiación total y difusa en el plano inclinado para cada serie de datos, para ello se obtiene en primer lugar el índice de transparencia atmosférica ( $k_t$ ), la cual determina la oposición de la atmósfera al paso de la radiación solar debido a los obstáculos que se pueden encontrar en ella (partículas principalmente), de acuerdo con U. Eicker (2003)/Pág: 27/(2.24) :



$$k_T(\omega_1, \omega_2, I, i) := \begin{cases} \frac{600 \cdot I \cdot \left( \frac{\pi}{12 \cdot 3600 \cdot G_{0n_1}} \right)}{\cos(\phi) \cdot \cos(\delta_i) \cdot (\sin(\omega_2 + 0.022) - \sin(\omega_1 + 0.022)) + (\omega_2 - \omega_1) \cdot \sin(\phi) \cdot \sin(\delta_i)} & \text{if } |\omega_2 + 0.022| < \omega_{sz_1} \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases}$$

ec. [4.13]

La componente difusa ( $I_d$ ), aquella componente de la radiación solar que llega al colector rebotando en diferentes obstáculos, se calcula según la correlación de Orgill y Hollands (Canadá 1977):

$$I_d(k_T, I, i) := \begin{pmatrix} \begin{matrix} 1.0 - 0.249 \cdot k_T & \text{if } 0 \leq k_T < 0.35 \\ 1.557 - 1.84 \cdot k_T & \text{if } 0.35 \leq k_T < 0.75 \\ 0.6584 \cdot k_T - 0.3168 & \text{if } 0.75 < k_T \leq 2 \\ 1 & \text{otherwise} \end{matrix} \end{pmatrix} \cdot I \quad \text{ec [4.14]}$$

Para obtener la componente directa se calcula la relación  $R_b = I_n/I_T$  ( $I_n$ =radiación sobre el plano horizontal e  $I_T$ = radiación sobre el inclinado):

$$R_b(\omega, i) := \begin{cases} \frac{\cos(\phi - \beta_i) \cdot \cos(\delta_i) \cdot \cos(\omega) + \sin(\phi - \beta_i) \cdot \sin(\delta_i)}{\cos(\phi) \cdot \cos(\delta_i) \cdot \cos(\omega) + \sin(\phi) \cdot \sin(\delta_i)} & \text{if } |\omega| < \omega_{s_i} \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases} \quad \text{ec [4.15]}$$

Finalmente se obtiene la radiación total solar sobre el plano inclinado ( $I_{\text{tilted}}$ ) para cada serie de datos y la energía total por metro cuadrado tanto del plano inclinado como la total:

$$I_{\text{Tilted}}(I, I_d, R_b, i) := (I - I_d) \cdot R_b + I_d \cdot \left( \frac{1 + \cos(\beta_i)}{2} \right) + I \cdot 0.2 \cdot \left( \frac{1 - \cos(\beta_i)}{2} \right)$$

ec [4.16]



$$\begin{aligned}
 \text{Itilded} := & \left| \begin{array}{l} \text{for } i \in 1..141 \\ \left| \begin{array}{l} k_{T1} \leftarrow k_T(\omega_{i-1}, \omega_i, \text{Imed}_i, i) \\ I_{d1} \leftarrow I_d(k_{T1}, \text{Imed}_i, i) \\ R_{b1} \leftarrow R_b(\omega_i, i) \\ \text{Itilded}_i \leftarrow I_{\text{Tilded}}(\text{Imed}_i, I_{d1}, R_{b1}, i) \end{array} \right. \\ \text{Itilded}_{43} \leftarrow 0 \\ \text{Itilded} \end{array} \right. \quad \text{ec [4.17]}
 \end{aligned}$$

$$\text{Etilted} := \sum_i (\text{Itilded}_i \cdot 600 \cdot \text{sec}) \quad \text{Etilted} = 7.0517 \cdot \frac{\text{kWh}}{\text{m}^2} \quad \text{ec [4.18]}$$

$$\text{Emed} := \sum_i (\text{Imed}_i \cdot 600 \cdot \text{sec}) \quad \text{Emed} = 8.3161 \cdot \frac{\text{kWh}}{\text{m}^2} \quad \text{ec [4.19]}$$

#### 4.1.2 Caract Colector1.

Este subprograma, es una hoja de MATHCAD en la cual se han recogido las dimensiones y propiedades de los materiales que componen la instalación. Se compone de tres partes:

1) Calor específico (Cp) y densidad de los materiales y del agua (ρ): se detalla el número de colectores ( $N_{\text{col}}$ ):

$$\begin{array}{lllll}
 C_{p_{\text{cristal}}} := 835 \cdot \frac{\text{joule}}{\text{kg} \cdot \text{C}} & C_{p_{\text{aiscol}}} := 248 \cdot \frac{\text{joule}}{\text{kg} \cdot \text{C}} & C_{p_{\text{cobre}}} := 380 \cdot \frac{\text{joule}}{\text{kg} \cdot \text{C}} & C_{p_{\text{agua}}} := 4030 \cdot \frac{\text{joule}}{\text{kg} \cdot \text{C}} & C_{p_{\text{aistub}}} := 835 \cdot \frac{\text{joule}}{\text{kg} \cdot \text{C}} \\
 \rho_{\text{cristal}} := 2255 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} & \rho_{\text{aiscol}} := 3.708 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} & \rho_{\text{cobre}} := 8960 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} & \rho_{\text{agua}} := 1000 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} & \rho_{\text{aistub}} := 32 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \\
 C_{p_{\text{acerog}}} := 434 \cdot \frac{\text{joule}}{\text{kg} \cdot \text{C}} & C_{p_{\text{aistan}}} := 800 \cdot \frac{\text{joule}}{\text{kg} \cdot \text{C}} & C_{p_{\text{AlOx}}} := 620 \cdot \frac{\text{joule}}{\text{kg} \cdot \text{C}} & C_{p_{\text{alum}}} := 875 \cdot \frac{\text{joule}}{\text{kg} \cdot \text{C}} & \\
 \rho_{\text{acerog}} := 7832 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} & \rho_{\text{aistan}} := 50 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} & \rho_{\text{AlOx}} := 3240 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} & \rho_{\text{alum}} := 2770 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} & N_{\text{col}} := 10
 \end{array}$$



2) Características de los colectores: se definen las variables geométricas detalladas en la Tabla 4.1:

**Tabla 4.1. Variables geométricas de los colectores.**

Nombre	Símbolo
Área de un colector	$a_{co}$
Área total	$A_{co}$
Área efectiva de un colector	$a_{ef}$
Área efectiva total	$A_{ef}$
Largo del colector	$l_{co}$
Ancho del colector	$an_{co}$
Altura del colector	$h_{co}$
Espesor de la caja	$e_{alum}$

$$a_{co} := 2.03 \cdot m^2 \quad a_{ef} := 1.76 \cdot m^2 \quad l_{co} := 2.008 \cdot m \quad e_{alum} := 0.001 \cdot m$$

$$A_{co} := a_{co} \cdot N_{col} \quad A_{ef} := a_{ef} \cdot N_{col} \quad an_{co} := 1.008 \cdot m$$

$$A_{co} = 20.3 \cdot m^2 \quad A_{ef} = 17.6 \cdot m^2 \quad h_{co} := 0.075 \cdot m$$

Se calcula la masa total de cada componente de los colectores:

-Cubierta de cristal de 4 mm de espesor:

$$m_{cov} := A_{co} \cdot 0.004 \cdot m \cdot \rho_{cristal} \quad \text{ec [4.20]}$$

-Placa absorbente de AlOx de 0.3 mm de espesor:

$$m_{pl} := A_{ef} \cdot 0.0003 \cdot m \cdot \rho_{AlOx} \quad \text{ec [4.21]}$$

-Aislamiento térmico de gas Criptón, caras laterales y cara posterior:

$$m_{aiscol} := (h_{co} - 0.0003 \cdot m) \cdot l_{co} \cdot an_{co} \cdot \rho_{aiscol} \cdot N_{col} \quad \text{ec [4.22]}$$



Caja de aluminio de 1mm de espesor

$$m_{\text{box}} := [2 \cdot h_{\text{co}} \cdot (l_{\text{co}} + a_{\text{co}}) + l_{\text{co}} \cdot a_{\text{co}}] \cdot e_{\text{alum}} \cdot \rho_{\text{alum}} \cdot N_{\text{col}} \quad \text{ec [4.23]}$$

-Fluido caloportador contenido en el colector:

$$m_{\text{fco}} := A_{\text{co}} \cdot 0.64 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2} \quad \text{ec [4.24]}$$

Se definen los parámetros que caracterizan el funcionamiento de operación de los colectores:

-Gasto másico nominal:

$$gm_{\text{Nom}} := 0.012 \left( a_{\text{co}} \cdot \frac{\text{kg}}{\text{sec} \cdot \text{m}^2} \right) \quad \text{ec [4.25]}$$

$$Gm_{\text{Nom}} := gm_{\text{Nom}} \cdot N_{\text{col}} \quad \text{ec [4.26]}$$

-Parámetros de la curva de normalización referida a la temperatura media del fluido en el colector:

$$Fr \tau_{\alpha} := 0.82 \quad \text{ec [4.27]}$$

$$FrU_o := 2.2 \cdot \frac{\text{watt}}{\text{m}^2 \cdot \text{C}} \quad \text{ec [4.28]}$$

3) Características de las tuberías: sólo se tiene en cuenta los circuitos de hidráulicos de ida, recogidas en la Tabla 3.8-3.13:

Circuito primario:

-Tuberías de cobre sanitario de 24\*26 mm de diámetro:

$$m_{\text{tubl}} := \rho_{\text{cobre}} \cdot \pi \cdot \frac{0.026^2 - 0.024^2}{4} \cdot \text{m}^2 \cdot 29.05 \text{ m} \quad \text{ec [4.29]}$$

-Aislamiento de las tuberías, SH/Armaflex, espesor 20 mm:

$$m_{\text{aistubl}} := \pi \cdot \left( \frac{0.066^2 - 0.026^2}{4} \right) \cdot \text{m}^2 \cdot 29.05 \cdot \text{m} \cdot \rho_{\text{aistub}} \quad \text{ec [4.30]}$$



-Fluido caloportador:

$$m_{f1} := \pi \cdot \frac{0.024^2}{4} \cdot m^2 \cdot 29.05 \text{ m} \cdot \rho_{\text{agua}} \quad \text{ec [4.31]}$$

Circuito secundario:

-Tuberías de cobre sanitario de 24\*26 mm de diámetro:

$$m_{\text{tub2}} := \rho_{\text{cobre}} \cdot \pi \cdot \frac{0.026^2 - 0.024^2}{4} \cdot m^2 \cdot 3.17 \cdot m \quad \text{ec [4.32]}$$

-Aislamiento de las tuberías, SH/Armaflex, espesor 20mm:

$$m_{\text{aistub2}} := \pi \cdot \left( \frac{0.066^2 - 0.026^2}{4} \right) \cdot m^2 \cdot 3.17 \cdot m \cdot \rho_{\text{aistub}} \quad \text{ec [4.33]}$$

-Fluido caloportador:

$$m_{f2} := \pi \cdot \frac{0.026^2}{4} \cdot m^2 \cdot 3.17 \text{ m} \cdot \rho_{\text{agua}} \quad \text{ec [4.34]}$$

Circuito terciario:

-Tuberías de cobre sanitario de 33\*35 mm de diámetro:

$$m_{\text{tub3}} := \rho_{\text{cobre}} \cdot \pi \cdot \frac{0.035^2 - 0.033^2}{4} \cdot m^2 \cdot 17.78 \cdot m \quad \text{ec [4.35]}$$

-Aislamiento de las tuberías, SH/Armaflex, espesor 20mm:

$$m_{\text{aistub3}} := \pi \cdot \left( \frac{0.075^2 - 0.035^2}{4} \right) \cdot m^2 \cdot 17.78 \cdot m \cdot \rho_{\text{aistub}} \quad \text{ec [4.36]}$$

-Fluido caloportador:

$$m_{f3} := \pi \cdot \frac{0.033^2}{4} \cdot m^2 \cdot 17.78 \text{ m} \cdot \rho_{\text{agua}} \quad \text{ec [4.37]}$$



#### 4) Características del tanque de almacenamiento: recogidas en la Tabla 3.6:

-Volumen total almacenado:  $V_{\text{tan}} := 2 \text{ m}^3$  ec [4.38]

-Carcasa de acero cilíndrica de 42 mm de espesor

$$D_{\text{tani}} := 1.2 \text{ m} \quad D_{\text{tane}} := 1.284 \text{ m} \quad h_{\text{tani}} := 1.55 \text{ m} \quad h_{\text{tane}} := 1.634 \text{ m}$$

$$m_{\text{tan}} := \left[ \frac{\pi}{4} \cdot (D_{\text{tane}}^2 - D_{\text{tani}}^2) + \pi \cdot (D_{\text{tane}} \cdot h_{\text{tane}} - D_{\text{tani}} \cdot h_{\text{tani}}) \right] \cdot 0.042 \text{ m} \rho_{\text{acerog}} \quad \text{ec [4.39]}$$

-Aislamiento de poliuretano con un espesor de 35 mm:

$$D_{\text{aistan}} := 1.354 \text{ m} \quad h_{\text{aistan}} := 1.704 \text{ m}$$

$$m_{\text{aistan}} := \left[ \frac{\pi}{4} \cdot (D_{\text{aistan}}^2 - D_{\text{tane}}^2) + \pi \cdot (D_{\text{aistan}} \cdot h_{\text{aistan}} - D_{\text{tane}} \cdot h_{\text{tane}}) \right] \cdot 0.035 \text{ m} \rho_{\text{aistan}} \quad \text{ec [4.40]}$$

-Fluido caloportador:

$$m_{\text{aguatan}} := V_{\text{tan}} \cdot \left( 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) \quad \text{ec [4.41]}$$

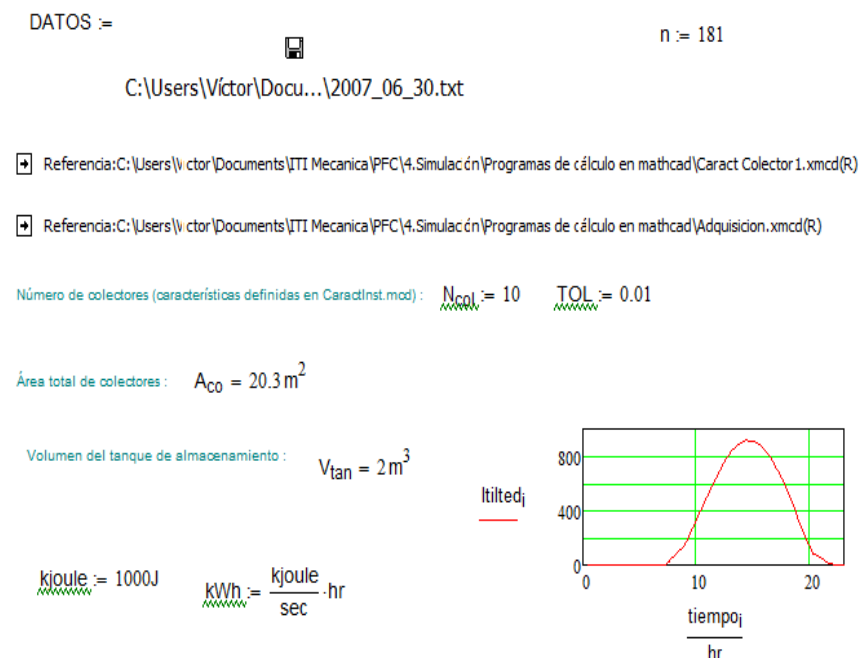




### 4.1.3 Instalación.

Este programa se trata de una hoja de MATHCAD, que emplea los datos recogidos en “Adquisición” y “Caract Colector1”. El objetivo es predecir el comportamiento de la instalación de frío solar ante una carga térmica establecida para una vivienda. Comprende tres partes:

1) Datos de partida: se definen los datos iniciales:



Siendo: DATOS= archivo de donde proceden los datos experimentales, empleados en “Adquisición”.



## 2) Cálculo de temperaturas:

### ❖ Colector.

La ecuación 4.42, muestra las pérdidas del colector en caso de que se formara una hipotética capa de hielo sobre la superficie de los colectores. En este caso será cero, debido a que la estación es verano y la temperatura media del ambiente no va a estar por debajo de 0°C. Se muestra la ecuación porque es necesaria para el cálculo de temperaturas<sup>[29]</sup>:

$$Q_{\text{hielo}} := \begin{cases} A_{\text{co}} \cdot 0.003 \cdot m \cdot \left( 650 \cdot \exp \left( 0.227 \cdot \min \left( \frac{t_{\text{med}}}{C} \right) \right) \right) \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 329 \cdot \frac{\text{kJoule}}{\text{kg}} & \text{if } \min(t_{\text{med}}) < 0 \cdot C \\ 0 \cdot \text{kJoule} & \text{otherwise} \end{cases}$$

ec [4.42]

Donde: 0,003m = estimación del espesor de la capa de hielo que se formaría.

329 kJ/kg = calor latente de cambio de fase del hielo

$650 \exp (0.227 \cdot \min (t_{\text{med}}/C)) \text{ kg/m}^3$  = densidad del hielo.

Por lo tanto el calor que reciben los colectores solares es:

$$Q_{\text{pl}}(i, \text{hielo}) := A_{\text{co}} \cdot I_{\text{tilted}_i} \cdot 600 \cdot \text{sec} \cdot \text{hielo} \quad \text{ec [4.43]}$$

Donde: 600sec es debido a que los datos se toman cada diez minutos.

hielo = es una variable que indica si hay o no presencia de hielo.

Si toma el valor 1 es que no existe hielo y si es 0 es que existe

hielo y toda la radiación solar se emplea en derretirlo.



Las pérdidas ópticas, por radiación y convección en los colectores presenta la siguiente expresión:

$$P_{co}(t_{ave}, i) := A_{co} \cdot \frac{FrU_o}{Fr\tau\alpha} \cdot 600 \cdot \sec \cdot (t_{ave} - t_{med_i}) \quad \text{ec [4.44]}$$

Siendo:  $t_{ave}$  = temperatura media entre la temperatura de entrada ( $t_{inco}$ ) y salida del colector ( $t_{outco}$ ).

$t_{med_i}$  = temperatura media del aire exterior.

Las pérdidas por efecto del viento presentan la siguiente ecuación, tanto para la superficie del colector como para la caja de aluminio<sup>[29]</sup>:

$$P_{cov}(t_{ave}, i) := A_{co} \cdot 3 \cdot V_{med_i} \cdot \frac{\sec}{m} \cdot \frac{\text{watt}}{m^2 \cdot C} \cdot \left( \frac{t_{ave} + t_{med_i}}{2} - t_{med_i} \right) \cdot 600 \cdot \sec \quad \text{ec [4.45]}$$

$$P_{box}(t_{ave}, i) := \left[ A_{co} \cdot 3 \cdot 1.2 \cdot V_{med_i} \cdot \frac{\sec}{m} \cdot \frac{\text{watt}}{m^2 \cdot C} \cdot \left( \frac{3 \cdot t_{ave} + t_{med_i}}{4} - t_{med_i} \right) \cdot 600 \cdot \sec \right] \quad \text{ec [4.46]}$$

Siendo:  $V_{med_i}$  = velocidad del viento.

1,2 = el área de la caja de aluminio es 1,2 veces que la cubierta.

$t_{AVE}$  = temperatura  $t_{ave}$  en el instante  $i-1$ .

Los índices fraccionarios son una aproximación.

Finalmente se tienen en cuenta las pérdidas debidas a los calores almacenados por las diferentes partes que forman el colector:

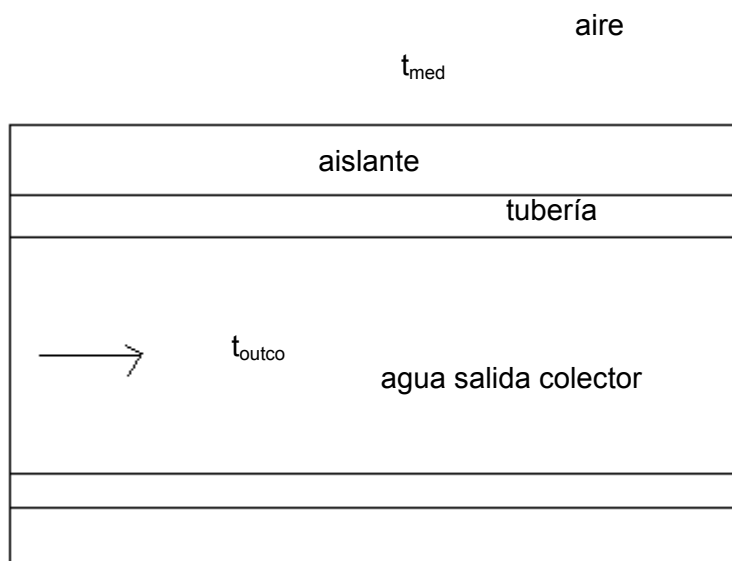
$$\begin{aligned} HCE_{co}(t_{ave}, t_{AVE}, i) := & m_{pl} \cdot Cp_{AlOx} \cdot (t_{ave} - t_{AVE}) \dots \\ & + m_{cov} \cdot Cp_{cristal} \cdot \left( \frac{t_{ave} + t_{med_i}}{2} - \frac{t_{AVE} + t_{med_{i-1}}}{2} \right) \dots \\ & + m_{box} \cdot Cp_{alum} \cdot \left( \frac{3 \cdot t_{ave} + t_{med_i}}{4} - \frac{3 \cdot t_{AVE} + t_{med_{i-1}}}{4} \right) \dots \\ & + m_{aiscol} \cdot Cp_{aiscol} \cdot \left( \frac{7 \cdot t_{ave} + t_{med_i}}{8} - \frac{7 \cdot t_{AVE} + t_{med_{i-1}}}{8} \right) \dots \\ & + m_{fco} \cdot Cp_{agua} \cdot (t_{ave} - t_{AVE}) \end{aligned} \quad \text{ec [4.47]}$$



❖ **Circuito primario (colectores solares- intercambiador de calor):**

En este tramo, el diámetro externo es de 26 mm posee un espesor 1 mm y el aislante posee 20 mm de espesor.

Las pérdidas por efecto del viento se calculan de la siguiente forma:



**Figura 4.4. Esquema de la tubería.**

Las resistencias térmicas son:

$$R_{tt} = R_{t,hi} + R_{t,ci} + R_{t,ce} + R_{t,he}$$

$$R_{t,hi} = \frac{1}{h_{int} \cdot A_{int}}$$

$$R_{t,ci} = \frac{\ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot k_{cobre}}$$

$$R_{t,ce} = \frac{\ln\left(\frac{r_{aistub}}{r_{ext}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot k_{aistub}}$$

$$R_{t,he} = \frac{1}{h_{ext} \cdot A_{ext}}$$



Siendo:  $R_{t,hi}$  = resistencia térmica de convección interna.

$R_{t,ci}$  = resistencia térmica de conducción tubería de cobre.

$R_{t,ce}$  = resistencia térmica de conducción del aislante.

$R_{t,he}$  = resistencia térmica de convección externa.

Se procede al cálculo de los coeficientes de convección interna y externa ( $h_{int}$  y  $h_{ext}$ ):

#### A) Flujo interno:

$h_{int}$  se obtiene del número de Nusselt:

$$h_{int} := \frac{Nu \cdot 0.668 \cdot \frac{\text{watt}}{\text{m} \cdot \text{C}}}{0.024 \cdot \text{m}} \quad \text{ec [4.48]}$$

Donde: 0.668 W/m C = coeficiente de conducción del agua.

0.024m = diámetro interior del tubo.

Se emplea la siguiente ecuación, de acuerdo con F.Incropera (Capítulo 8/pág 445):

$$Nu := 0.023 \cdot \text{Rey}^{0.8} \cdot \text{Pr}^{0.3}$$

$$\text{Rey} := \frac{(v_{int} \cdot \rho_{\text{agua}} \cdot 0.024 \cdot \text{m})}{389 \cdot 10^{-6} \cdot \text{Pa} \cdot \text{sec}} \quad \text{ec [4.50]}$$

$$\text{Pr} := \frac{389 \cdot 10^{-6} \cdot \text{Pa} \cdot \text{sec} \cdot C_{p\text{agua}}}{0.668 \cdot \frac{\text{watt}}{\text{m} \cdot \text{C}}} \quad \text{ec[4.51]}$$



B) Flujo externo:

$h_{ext}$  se obtiene del número de Nusselt:

$$h_{ex_i} := \frac{Nu_{ex_i} \cdot 26.3 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{\text{watt}}{\text{m} \cdot \text{C}}}{0.066 \cdot \text{m}} \quad \text{ec [4.52]}$$

Donde:  $26.3 \cdot 10^{-3} \text{ W/m C}$  = coeficiente de conducción del aire.

$0.066\text{m}$  = diámetro exterior del tubo.

Se emplea la siguiente ecuación, de acuerdo con F.Incropera (Capítulo 7/pág 369):

$$Nu_{ex_i} := 0.193 \cdot (Re_{ex_i})^{0.618} \cdot Pr_{ex}^{0.33} \quad \text{ec [4.53]}$$

$$Re_{ex_i} := \frac{V_{med_i} \cdot 1.16 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 0.066 \cdot \text{m}}{184.6 \cdot 10^{-7} \cdot \text{Pa} \cdot \text{sec}} \quad \text{ec [4.54]}$$

$$Pr_{ex} := \frac{184.6 \cdot 10^{-7} \cdot \text{Pa} \cdot \text{sec} \cdot 1007 \cdot \frac{\text{joule}}{\text{kg} \cdot \text{C}}}{26.3 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{\text{watt}}{\text{m} \cdot \text{C}}} \quad \text{ec [4.55]}$$



Se define un coeficiente global de transferencia de calor del tubo y se calcula el área exterior del tubo:

$$U_{tub_i} := \frac{1}{\frac{1}{h_{ex_i} + 10^{-5} \cdot \frac{\text{watt}}{\text{C} \cdot \text{m}^2}} + \frac{0.012 \cdot \text{m} \cdot \ln\left(\frac{0.013}{0.012}\right)}{63.9 \cdot \frac{\text{watt}}{\text{m} \cdot \text{C}}} + \frac{0.033 \cdot \text{m} \cdot \ln\left(\frac{0.033}{0.013}\right)}{0.035 \cdot \frac{\text{watt}}{\text{m} \cdot \text{C}}} + \frac{0.033}{h_{int} \cdot 0.013}}$$

ec [4.56]

$$A_{ext} := \pi \cdot 0.066 \cdot \text{m} \cdot 29.05 \text{ m} \quad \text{ec[4.57]}$$

Por lo tanto la energía disipada por el tubo ( $P_{ins}(t_{ave}, i)$ ), la temperatura en la pared del aislante del tubo ( $t_{aistub}(t_{ave}, i)$ ) y los calores almacenados por cada uno de los elementos del circuito son:

$$P_{ins}(t_{ave}, i) := A_{ext} \cdot U_{tub_i} \cdot 600 \cdot \text{sec} \cdot (t_{ave} - t_{med_i}) \quad \text{ec [4.58]}$$

$$t_{aistub}(t_{ave}, i) := t_{med_i} + \frac{P_{ins}(t_{ave}, i)}{\left(h_{ex_i} + 10^{-5} \cdot \frac{\text{watt}}{\text{C} \cdot \text{m}^2}\right) \cdot A_{ext} \cdot 600 \cdot \text{sec}} \quad \text{ec [4.59]}$$

$$\begin{aligned} HCE_{ins}(t_{ave}, t_{AVE}, i) := & m_{tub1} \cdot Cp_{cobre} \cdot (t_{ave} - t_{AVE}) \dots \\ & + m_{aistub1} \cdot Cp_{aistub} \cdot \left( \frac{t_{ave} + t_{aistub}(t_{ave}, i)}{2} - \frac{t_{AVE} + t_{aistub}(t_{AVE}, i)}{2} \right) \dots \\ & + m_{f1} \cdot Cp_{agua} \cdot (t_{ave} - t_{AVE}) \end{aligned}$$

ec[4.60]



### ❖ Tanque.

Se define un coeficiente global de transferencia de calor y el área exterior del tanque:

$$U_{\tan} := 0.68 \cdot \frac{\text{watt}}{\text{m}^2 \cdot \text{C}} \quad \text{ec [4.60]}$$

$$A_{\text{exttan}} := \left[ \pi \cdot (D_{\text{aistan}}) \cdot h_{\text{aistan}} \right] + \frac{\pi \cdot (D_{\text{aistan}})^2}{2} \quad \text{ec [4.61]}$$

Por lo tanto la energía disipada por el tubo ( $P_{\tan}(t_{\text{ave}}, i)$ ), la temperatura en la pared del aislante del tanque ( $t_{\text{aistan}}(t_{\text{ave}}, i)$ ) y los calores almacenados por cada uno de los elementos del circuito son:

$$P_{\tan}(t_{\tan}, i) := A_{\text{exttan}} \cdot U_{\tan} \cdot 600 \cdot \text{sec} \cdot (t_{\tan} - t_{\text{med}, i}) \quad \text{ec [4.58]}$$

$$t_{\text{aistan}}(t_{\tan}, i) := t_{\text{med}, i} + \frac{P_{\tan}(t_{\tan}, i)}{U_{\tan} \cdot A_{\text{exttan}} \cdot 600 \cdot \text{sec}} \quad \text{ec [4.59]}$$

$$\begin{aligned} HCE_{\tan}(t_{\tan}, t_{\text{TAN}}, i) := & (m_{\text{aguatan}} \cdot C_{\text{pagua}} + m_{\tan} \cdot C_{\text{pacerog}}) \cdot (t_{\tan} - t_{\text{TAN}}) \dots \\ & + m_{\text{aistan}} \cdot C_{\text{paistub}} \cdot \left( \frac{t_{\tan} + t_{\text{aistan}}(t_{\tan}, i)}{2} - \frac{t_{\text{TAN}} + t_{\text{aistan}}(t_{\text{TAN}}, i)}{2} \right) \end{aligned} \quad \text{ec[4.60]}$$

Siendo:  $t_{\tan}$  = temperatura del tanque.

$t_{\text{TAN}}$  = la temperatura  $t_{\tan}$  en el instante  $i-1$ .





Finalmente se define  $Q_s$ , el calor cedido al tanque como:

$$Q_s(t_{ave}, t_{AVE}, t_{tan}, t_{inco}, i, h_{ielo}, t_{intan}) := \begin{cases} Q_{pl}(i, h_{ielo}) - P_{co}(t_{inco}, i) - P_{cov}(t_{ave}, i) - P_{box}(t_{ave}, i) - HCE_{co}(t_{ave}, t_{AVE}, i) - P_{ins}(t_{ave}, i) - HCE_{ins}(t_{ave}, t_{AVE}, i) & \text{if } t_{intan} > t_{tan} \\ 0 \cdot (\text{kg m}^2 \text{ sec}^{-2}) & \text{otherwise} \end{cases}$$

ec[4.61]

Siendo:  $t_{intan}$  = temperatura en la entrada del tanque.

#### ❖ Circuito secundario y terciario.

Los calores acumulados por cada componente de estos circuitos son:

$$HCE_{inss}(t_{tan}, t_{TAN}, i) := \begin{cases} 0 \cdot (\text{kg m}^2 \text{ sec}^{-2}) & \text{if } i - 144 \cdot \text{trunc}\left(\frac{i}{144}\right) < 60 \\ \begin{aligned} & m_{tub2} \cdot Cp_{cobre} \cdot (t_{tan} - t_{TAN}) \dots \\ & + m_{aistub2} \cdot Cp_{aistub} \cdot \left( \frac{t_{tan} + 10 \cdot C}{2} - \frac{t_{TAN} + 10 \cdot C}{2} \right) \dots \\ & + m_{f2} \cdot Cp_{agua} \cdot (t_{tan} - t_{TAN}) + \left[ \begin{aligned} & m_{tub3} \cdot Cp_{cobre} \cdot (t_{tan} - t_{TAN}) \dots \\ & + m_{aistub3} \cdot Cp_{aistub} \cdot \left( \frac{t_{tan} + 10 \cdot C}{2} - \frac{t_{TAN} + 10 \cdot C}{2} \right) \dots \\ & + m_{f3} \cdot Cp_{agua} \cdot (t_{tan} - t_{TAN}) \end{aligned} \right] \end{aligned} & \text{otherwise} \end{cases}$$

ec[4.62]

#### ❖ Calor útil ( $Q_u$ ).

$Q_u$  es el calor necesario para que la máquina funcione. Se ha simulado de la siguiente forma:

$$Q_u = \frac{Q_e}{COP} \quad \text{ec[4.63]}$$



Siendo  $Q_e$ = demanda frigorífica, hallada según [38]:

$$Q_e = U \cdot A \cdot (t_{med} - t_{confort}) \text{ ec[4.64]}$$

Donde:  $U \cdot A = 360 \text{ W/}^\circ\text{C}$

$t_{confort} = 24^\circ\text{C}$ .

$t_{med}$ = temperatura del aire de los datos experimentales.

COP = 0,36, valor medio experimental de la máquina de absorción.

Realizado esto se inserta la hoja de datos en el MATHCAD:

$Q_u :=$



C:\Users\Victor\Do...\Qutil 30062007.xls

#### ❖ Sistema de ecuaciones para el cálculo de temperaturas.

El sistema de ecuaciones se encuentra formado por aquellas ecuaciones de balances energéticos en cada una de las partes de la instalación: colector(1), circuito primario(2) y el tanque(3):

$$Gm_{Nom} \cdot 600 \cdot sec \cdot Cp_{agua} \cdot 2 \cdot (t_{ave} - t_{inco}) = Q_{pl}(i, hielo) - P_{co}(t_{ave}, i) - P_{cov}(t_{ave}, i) - P_{box}(t_{ave}, i) - HCE_{co}(t_{ave}, t_{AVE}, i) \quad (1)$$

$$Gm_{Nom} \cdot 600 \cdot sec \cdot Cp_{agua} \cdot [t_{intan} - (2 \cdot t_{ave} - t_{inco})] = [-P_{ins}(t_{ave}, i) + HCE_{ins}(t_{ave}, t_{AVE}, i)] \quad (2)$$

$$HCE_{tan}(t_{tan}, t_{TAN}, i) = Q_s(t_{ave}, t_{AVE}, t_{tan}, t_{inco}, i, hielo, t_{intan}) - Q_u(i) - P_{tan}(t_{tan}, i) - HCE_{inss}(t_{tan}, t_{TAN}, i) \quad (3)$$

Se especifican las condiciones iniciales para resolver el sistema de ecuaciones:

$$t_{ave} := t_{med1} \quad t_{intan} := t_{med1} \quad t_{tan} := 40 \cdot C \quad t_{inco} := t_{med1}$$



El sistema de ecuaciones se resuelve con el siguiente algoritmo:

```

temps :=
temp0,0 ← tmed0
temp0,1 ← tmed0
temp0,3 ← tmed0
temp0,2 ← 60·C
Qs ← 0·joule
hielo ← 0
for j ∈ 1.. 141
    t ← temps(j, tempj-1,0, tempj-1,2, hielo)
    tempj,0 ← t0
    tempj,1 ← t1
    tempj,2 ← t2
    tempj,3 ← t3
    Qs ← Qs + Aco · Frτα · Itiltedj · 600·sec
    hielo ← 1 if Qs > Qhielo
temp
    i := 0.. 141

tave := (temps(0))i
ttan := (temps(2))i
tintan := (temps(1))i

tinco := (temps(3))i
toutco := 2·tavei - tinco

```

**3) Resultados:** se obtienen la simulación de las temperaturas a lo largo del día, así como el rendimiento total e instantáneo de la instalación y los valores totales de los distintos parámetros definidos en el programa, los cuales se comentarán el apartado siguiente.



## 4.2 Resultados de la simulación y comparación con los datos experimentales.

Antes de proceder al análisis de los resultados obtenidos, se ha de destacar que se procede a una validación parcial del modelo, debido a que el período de tiempo analizado es corto. Los días analizados son los mismos que los del capítulo 3.

### 4.2.1 Temperaturas.

Se muestran los resultados de la simulación en el cálculo de las temperaturas de entrada y salida del colector junto con los experimentales recogidos en los días 30/06, 05/07 y 11/07.

#### a) 30/06/2007

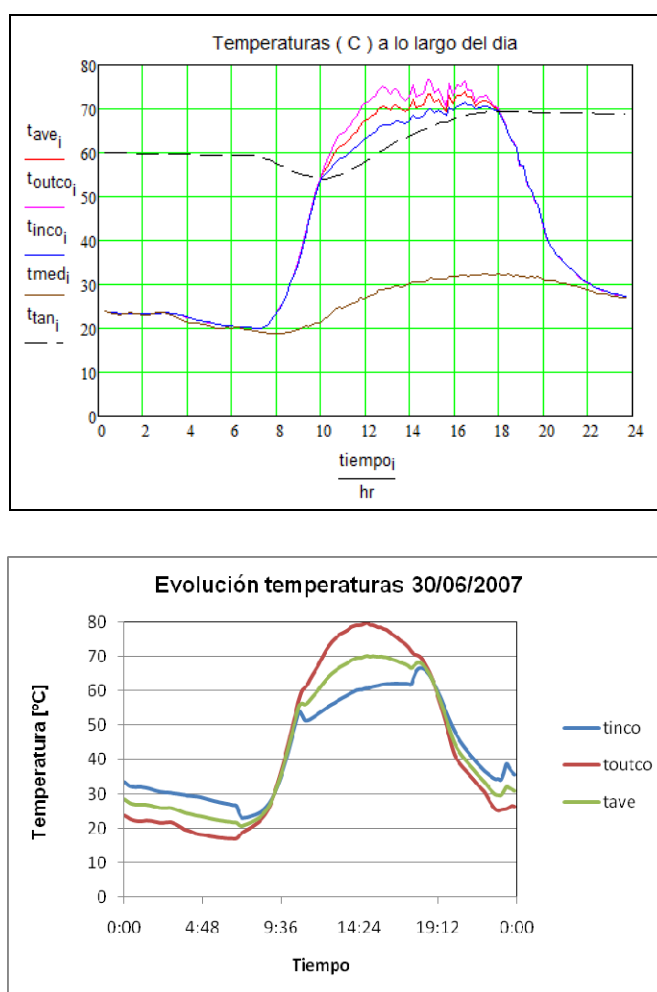


Figura 4.5. Evolución de temperaturas simulación (superior) y experimental (inferior).



b) 05/07/2007

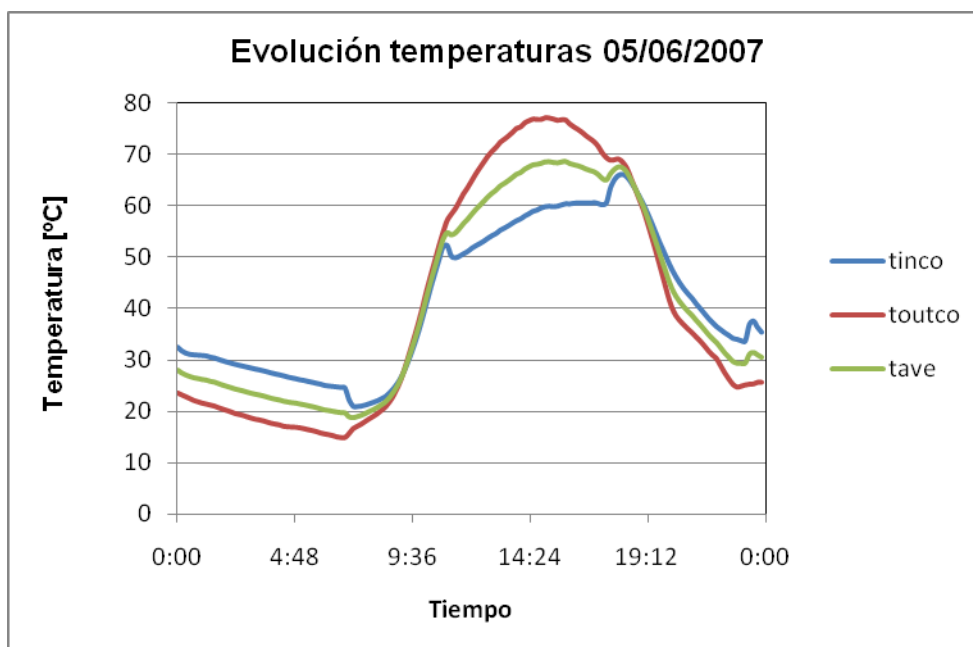
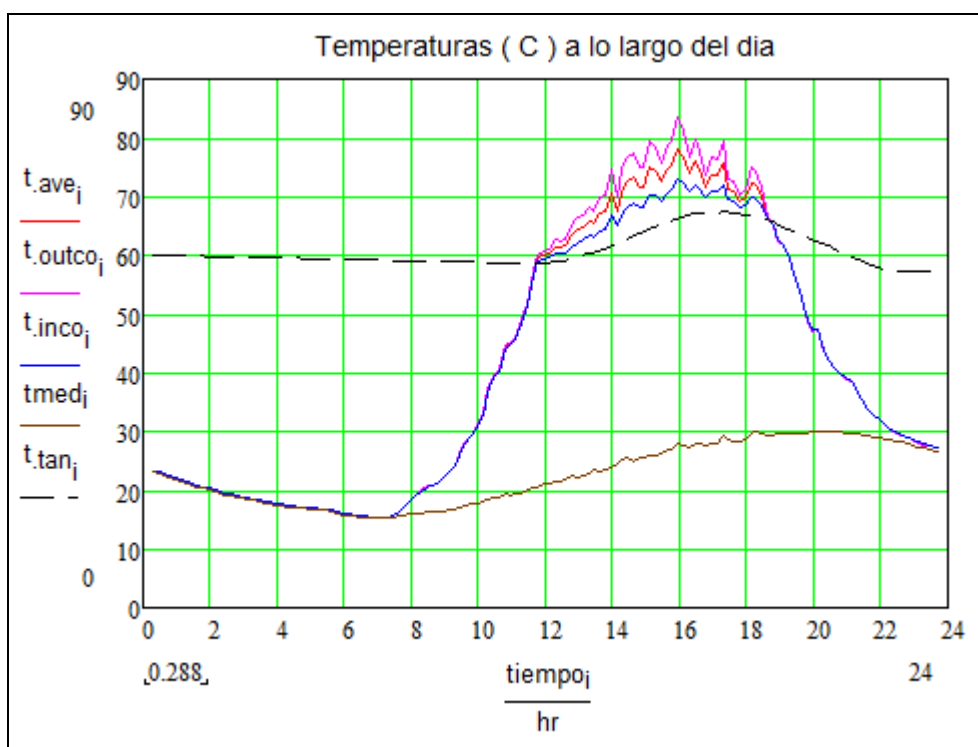


Figura 4.3. Evolución de temperaturas simulación (superior) y experimental (inferior).



c) 11/07/2007

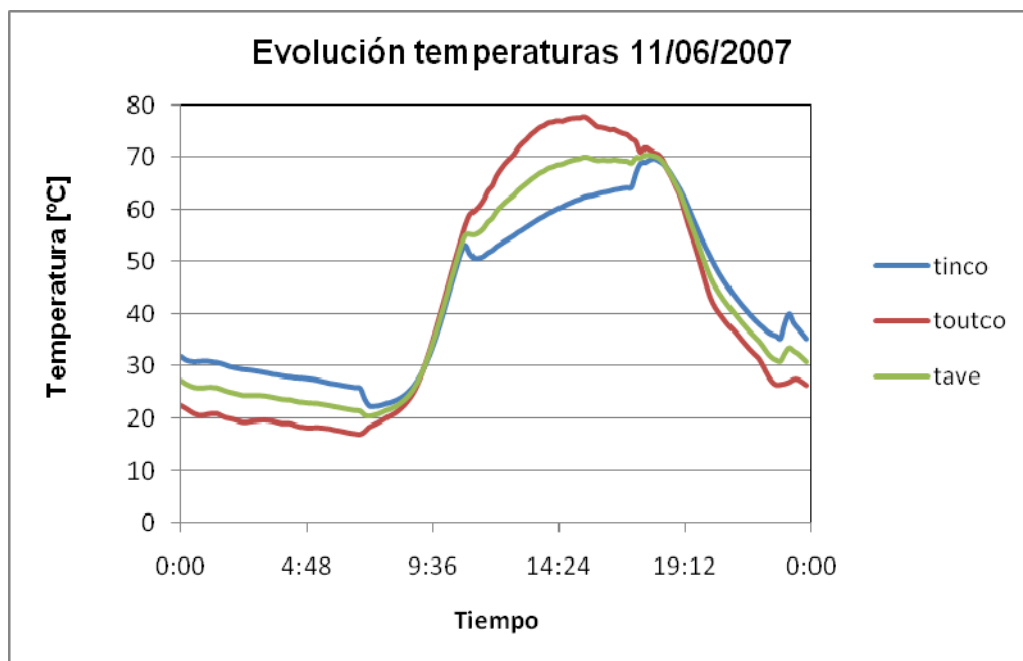
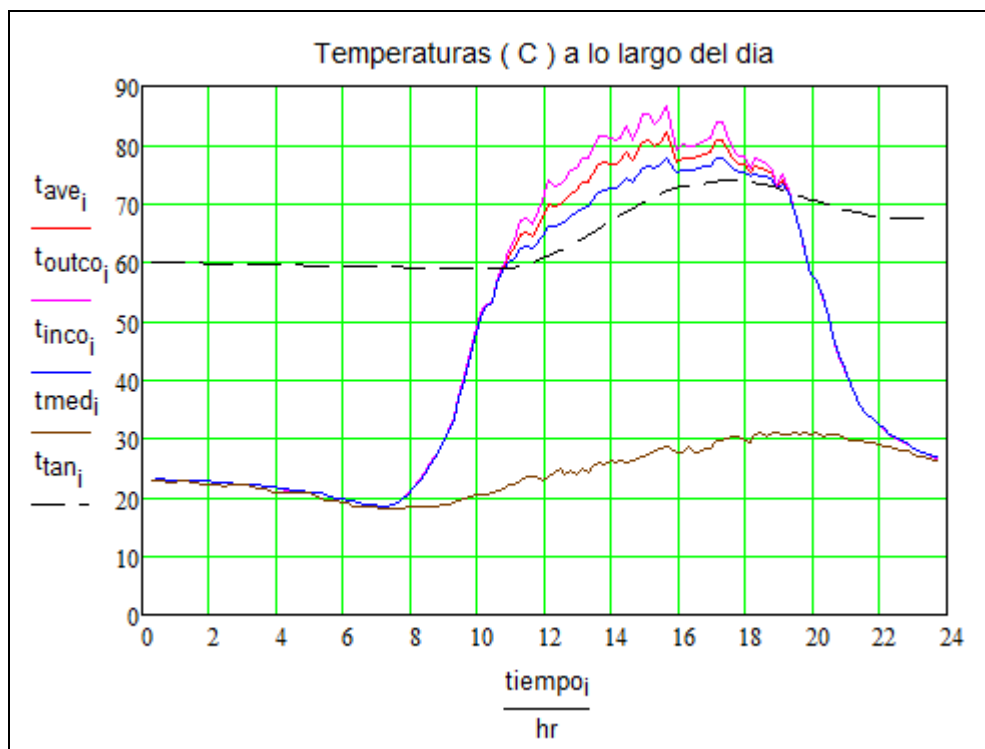


Figura 4.4. Evolución de temperaturas simulación (superior) y experimental (inferior).



Donde:  $t_{inco}$  = temperatura de entrada de los colectores.

$t_{outco}$  = temperatura de salida de los colectores.

$t_{ave}$  = temperatura media de los colectores.

$t_{medi}$  = temperatura del aire exterior.

$t_{tan}$  = temperatura del tanque.

En las Fig 4.2, 4.3 y 4.4, basándose en las gráficas experimentales, se observa un descenso de temperaturas inicial, hasta situarse en un valor aproximado de 18°C, debido a que desde 0:00 hasta aproximadamente las 7:00, es el intervalo más frío de las noches de verano. Posterior a este momento, y gracias a la radiación solar,  $t_{inco}$  aumenta hasta llegar a un máximo de 70°C en torno a las 18:00, a partir del cual vuelve a bajar por la disminución de la radiación solar hasta un valor de 35°C.

Por otra parte,  $t_{outco}$  es baja al inicio del día, causado porque el colector plano no calienta el agua que lo atraviesa. Crece paralelamente a  $t_{inco}$  hasta que a partir de las 8:00, el colector recibe la suficiente radiación solar para que el agua salga a mayor temperatura, alcanzando su máximo en 80°C a las 16:00 aproximadamente. A partir de este instante comienza a decaer debido a la disminución de la radiación solar.

Comparando con los resultados de la simulación, se demuestra que el modelo matemático comete un error del 10% en la predicción de los valores de  $t_{inco}$ ,  $t_{outco}$  y  $t_{ave}$ , debido a que la carga térmica en la simulación es para una vivienda mientras que experimentalmente se alimenta al generador de la máquina, sin producir frío. Aún así, los tres parámetros poseen la misma tendencia que los experimentales, por lo que se puede concluir que el modelo posee un ajuste bueno con lo que ocurre en la realidad. Destacar que  $t_{inco}$ ,  $t_{outco}$  y  $t_{ave}$  poseen un mismo comportamiento hasta el comienzo de funcionamiento debido a que todo el sistema se encuentra expuesto a la misma temperatura ambiente.



En la Fig 4.2 , hay un descenso  $t_{tan}$  porque previamente se calienta la disolución hasta llegar a 65°C . Se observa que a partir de las 14:00,  $t_{tan}$  alcanza una temperatura mayor de 65°C, por lo que a partir de este instante se produciría frío.

#### 4.2.2 Rendimiento de la instalación solar ( $\eta_s$ ).

El rendimiento instantáneo y total de la instalación se define como:

$$\eta_s = \frac{Q_s}{Q_{pl}} \text{ ec [4.65]}$$

$$\eta_{sT} = \frac{Q_{sT}}{Q_{plT}} \text{ ec [4.66]}$$

En la Fig 4.5, 4.6, 4.7, se representa de manera gráfica el rendimiento de la instalación a lo largo del día:

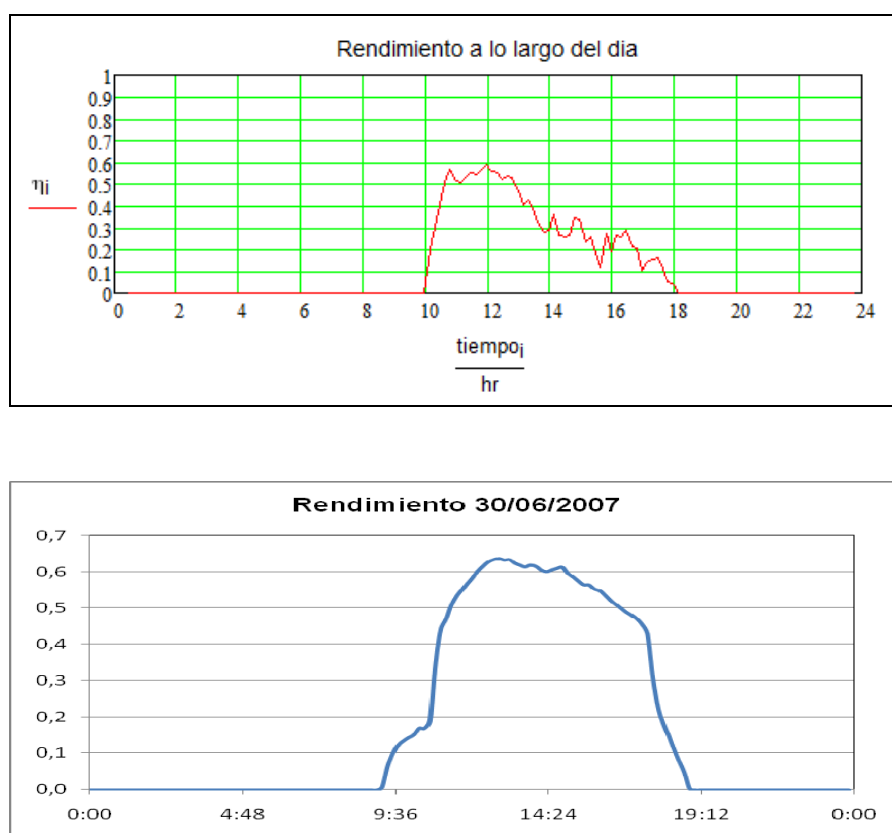


Figura 4.5. Evolución temporal del  $\eta_s$  el día 30/06/2007.



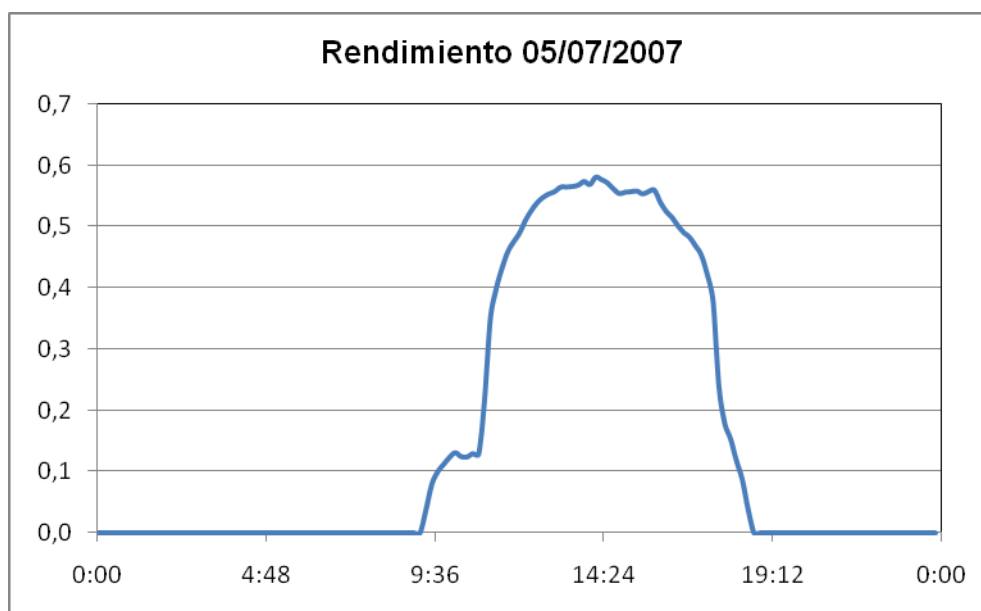


Figura 4.6. Evolución temporal del  $\eta_s$  el día 05/07/2007.

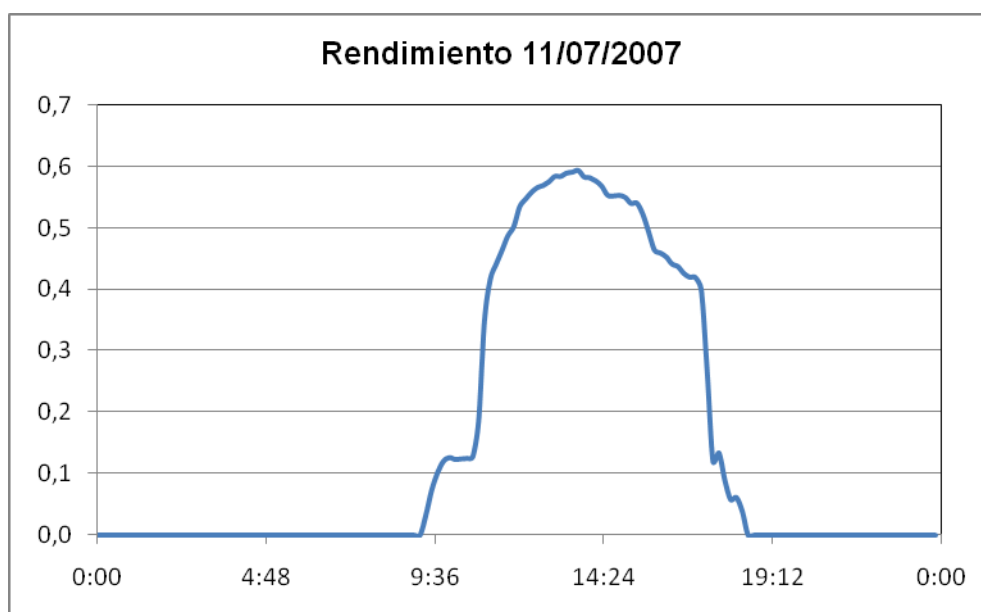


Figura 4.7. Evolución temporal del  $\eta_s$  el día 11/07/2007.



El rendimiento experimental es el rendimiento de los colectores ( $\eta_c$ ), calculado en el capítulo 3 pág 90-95, esta aproximación se ha realizado por la imposibilidad de cuantificar las pérdidas térmicas de la instalación y obtener el calor cedido de los colectores de manera experimental, al no poseer los datos de caudal y temperaturas de entrada y salida del tanque. Las gráficas se encuentran comentadas en el capítulo 3, pág 96.

En la Fig 4.5, 4.6, 4.7, basándose en las gráficas de la simulación, se observa que a medida que transcurre el día el rendimiento de la instalación aumenta hasta llegar a un máximo de 0,6 en las horas donde la radiación solar es máxima, entre 12:00 y 14:00. A partir de este momento comienza a decaer por la reducción de la intensidad solar y a las 18:00, la instalación solar ya no produce calor suficiente por lo que deja de funcionar dando lugar a un rendimiento nulo.

Comparando con las experimentales, el rendimiento de la instalación simulado posee la misma tendencia que éstos, es decir aumenta a medida que la radiación solar crece y disminuye cuando decrece la intensidad solar.

Se recogen en la Tabla 4.2 el rendimiento solar total diario de la instalación:

**Tabla 4.2. Valores de  $\eta_{sT}$ .**

<b>DÍA</b>	<b><math>\eta_{sT}</math></b>	<b><math>\eta_c</math></b>
<b>30/06/2007</b>	0,275	0,432
<b>05/07/2007</b>	0,248	0,387
<b>11/07/2007</b>	0,332	0,373
<b>PROMEDIO</b>	0,285	0,397

Se demuestra que el rendimiento de la instalación se encuentra alrededor del 29%, es menor que el experimental debido a que en éste no se han contabilizado las pérdidas térmicas.



#### 4.2.3 Calor recibido por los colectores ( $Q_{pl}$ ) y las pérdidas térmicas de la instalación ( $P_{t1}$ ).

Se muestran los resultados de la simulación en el cálculo de  $Q_{pl}$  y  $P_{t1}$ , con el objetivo de caracterizar cualitativamente en qué momentos se producen más pérdidas y determinar cuáles son los intervalos críticos de funcionamiento, es decir aquellos en los que la instalación no produciría calor para que funcionara la máquina de absorción.

$P_{t1}$  posee la siguiente ecuación:

$$P_{t1_i} := P_{co_i} + P_{cov_i} + P_{box_i} + P_{ins_i} + (HCE_{ins_i} + HCE_{co_i} + HCE_{inss_i}) \quad \text{ec [4.67]}$$

Donde:  $P_{co}$  = pérdidas dadas por la curva de normalización del colector, incluyendo los efectos ópticos y de transferencia de calor.

$P_{cov}$  = pérdidas de la cubierta.

$P_{box}$  = pérdidas en la caja de aluminio.

$P_{ins}$  = pérdidas disipada por los tubos del primario.

$HCE_{co}$  = calor acumulado por los elementos del colector.

$HCE_{ins}$  = calor acumulado por los elementos del primario.

$HCE_{inss}$  = calor acumulado por los elementos del secundario.



En la Fig 4.8, 4.9, 4.10, se representa la evolución temporal de estos dos parámetros:

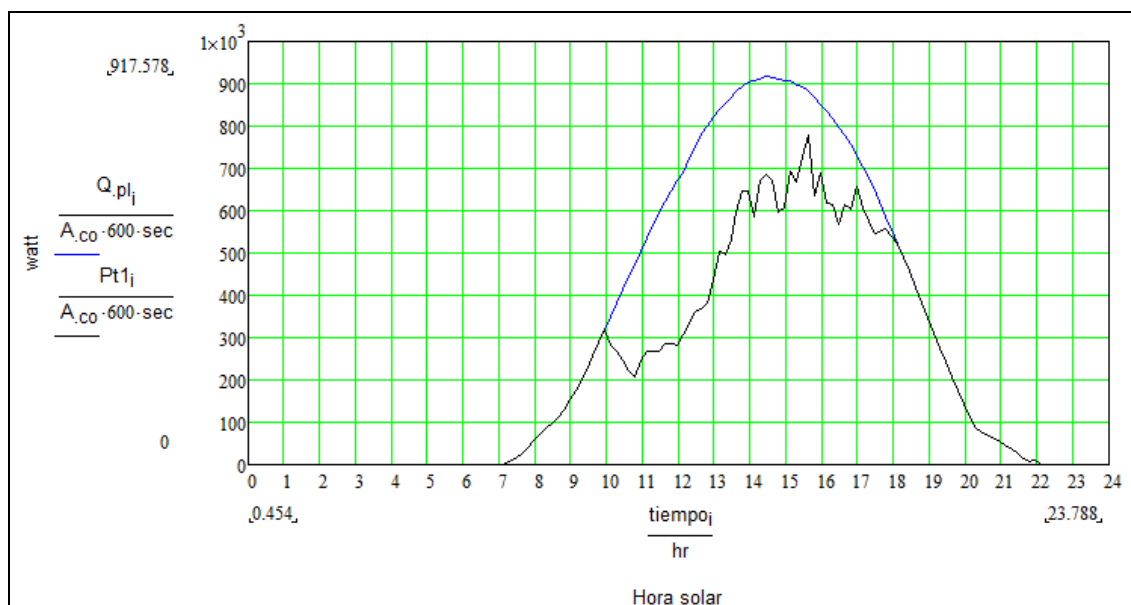


Figura 4.8. Evolución temporal  $Q_{pl}$  y  $P_{t1}$  del día 30/06/2007.

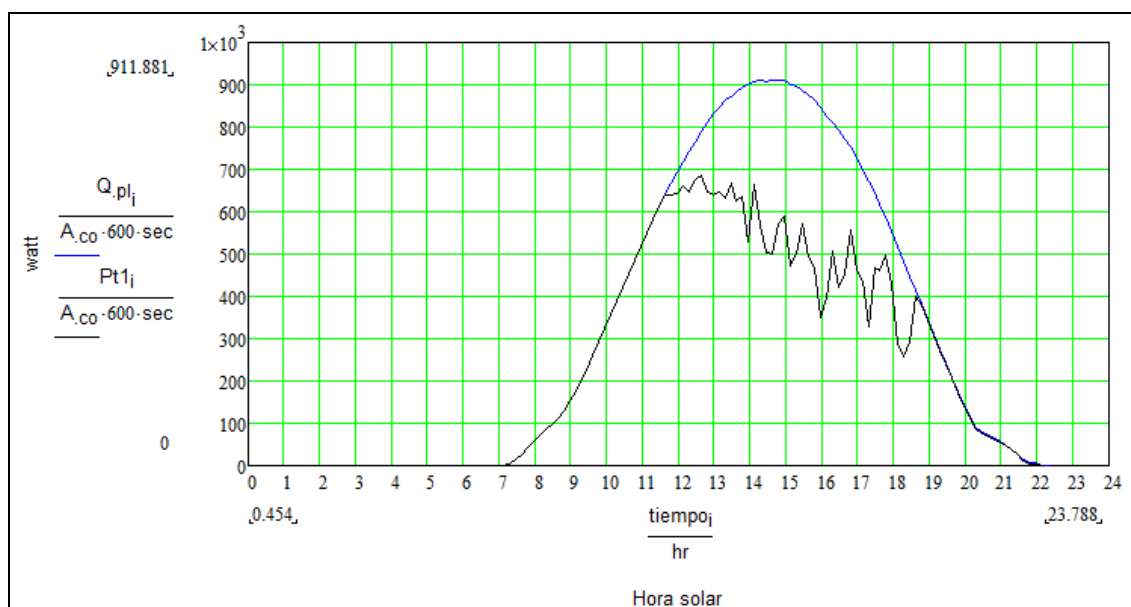


Figura 4.9. Evolución temporal  $Q_{pl}$  y  $P_{t1}$  del día 11/07/2007.

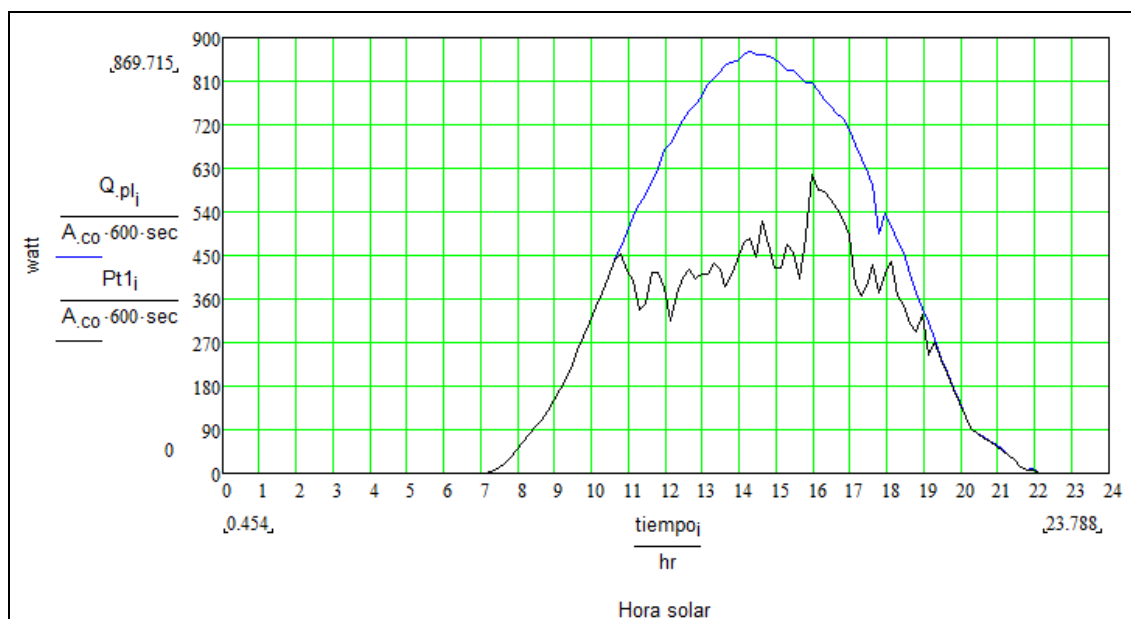


Figura 4.10. Evolución temporal  $Q_{pl}$  y  $P_{t1}$  del día 11/07/2007.

Ambos parámetros crecen al aumentar la radiación solar hasta aproximadamente las 10:00, donde  $P_{t1}$  alcanzan valores próximos a  $600 \text{ W/m}^2$ . Posterior a este punto,  $P_{t1}$  se mantiene por debajo de  $Q_{pl}$ , esta separación indica la producción de calor ( $Q_s$ ), el cual es transferido al tanque. A partir de las 18:00 disminuyen estos valores debido a la disminución de la radiación solar y de la temperatura ambiente.

Cabe destacar en el intervalo 12:00-16:00, donde  $Q_{pl}$  alcanza sus valores máximos y las pérdidas térmicas son bajas, por lo que la producción de  $Q_s$  es máxima en este período.



### **4.3 Influencia de la superficie solar y del volumen del tanque sobre la instalación.**

Se procede a analizar cómo afecta el área de colectores ( $A_{co}$ ) y la capacidad del tanque a la instalación. Para ello, se estudiarán dos casos:

1. Variación de la superficie solar, manteniendo constante el volumen del tanque.
2. Variación del volumen del tanque manteniendo constante la superficie solar.

Las variables a tener en cuenta para detectar esta influencia son:  $Q_{sT}$ ,  $\eta_{sT}$ ,  $Q_{pl}$  y  $t_{tan}$ . Se realizan en un día típico, en este caso con las condiciones del día 05/07/2007. No se modifican las características geométricas de los elementos de la instalación ni los materiales que la forman. Se tiene como condición de diseño que  $:65^{\circ}C \leq t_{tan} \leq 85^{\circ}C$ , ya que este rango de temperaturas permite el funcionamiento de la máquina de absorción.



### 1) Variación de la superficie solar y volumen del tanque constante.

$A_{co}$  se modifica según el número de colectores ( $N_{col}$ ) y el volumen del tanque se mantiene constante  $V_{tan}=2m^3$ . En la Tabla 4.3, se recogen los resultados de este caso:

**Tabla 4.3. Resultados de variación de la superficie solar.**

$N_{col}$	5	10	15	20	25
$\eta_{sT}$	0,270	0,249	0,228	0,210	0,193
$Q_{sT}$ [MJ]	69,770	129,008	177,435	216,939	249,614
$Q_{sT}/A_{co}$ [MJ/m <sup>2</sup> ]	6,874	6,355	5,827	5,343	4,918
$Q_{pl}$ [MJ]	258,700	517,399	776,099	1034,798	1293,495
$t_{tan}$ [°C]	61,59	67,398	72,91	77,50	81,44

A medida que aumenta el número de colectores, el rendimiento total de la instalación baja. Esto es debido a que la relación  $Q_{sT}/A_{co}$  disminuye, la causa de este fenómeno es el aumento de pérdidas en los colectores solares. Todas las propuestas cumplen con la condición de diseño, aunque el óptimo para las condiciones analizadas se encuentra con cinco colectores solares ya que posee un rendimiento de 0,270, pero no se puede asegurar que satisfaga la demanda frigorífica real, ya que  $Q_u$  se ha simulado.

Cabe destacar que  $t_{tan}$  aumenta a medida que la superficie solar se incrementa. Atendiendo a esto último el máximo número de colectores es 25, para un volumen de tanque de 2000l, ya que si se supera la condición de diseño se supera.





## 2) Variación del volumen del tanque y superficie solar constante.

Se modifica  $V_{\text{tan}}$  y se mantiene constante el número de colectores  $N_{\text{col}}=10$ . En la Tabla 4.4, se recogen los resultados de este caso:

**Tabla 4.4. Resultados de la variación del volumen del tanque.**

$V_{\text{tan}} [\text{m}^3]$	0,5	1	2	4	6
$\eta_{\text{ST}}$	0,198	0,227	0,249	0,264	0,260
$Q_{\text{ST}} [\text{MJ}]$	102,720	117,372	129,008	136,689	139,685
$Q_{\text{ST}}/A_{\text{co}} [\text{MJ}/\text{m}^2]$	5,060	5,782	6,355	6,733	6,877
$Q_{\text{pl}} [\text{MJ}]$	517,399	517,399	517,399	517,399	517,399
$t_{\text{tan}} [^\circ\text{C}]$	79,42	72,60	67,52	64,13	62,84

Se observa un incremento del rendimiento a medida que  $V_{\text{tan}}$  es mayor. La causa de este efecto es el crecimiento de  $Q_{\text{s}}/A_{\text{co}}$ , ya que se almacena más energía térmica en el tanque. El valor de  $t_{\text{tan}}$  disminuye debido a un aumento de la cantidad de agua en el tanque.

Se destaca que el volumen máximo para 10 colectores es de  $3 \text{ m}^3$ , ya que la temperatura del tanque es el mínimo exigido  $65^\circ\text{C}$ , este cálculo se ha realizado en la simulación.

## *5. ESTUDIO ECONÓMICO*



## **5. Estudio económico.**

La instalación completa se compone de: una instalación solar térmica y una máquina de absorción, además de los fan coils, el sistema de tuberías y los equipos de regulación, adquisición de datos y bombeo.

En la realización de este presupuesto se ha considerado:

- Al ser una instalación experimental se encuentra sobredimensionada.
- La longitud de las tuberías es mayor de lo convencional debido a los distintos dispositivos de medida a lo largo de su recorrido y por la gran altura del edificio Betancourt.
- Se incluye una instalación de gas natural, para que la máquina de absorción siga funcionando en el caso de no existir radiación solar suficiente para satisfacer la demanda energética <sup>[4]</sup>.

Debido a esto, este estudio económico no representa los gastos reales de una instalación estándar para un edificio comercial o familiar, o para una casa unifamiliar.

En la Tabla 5.1 se encuentran representado el precio de los elementos de la instalación completa:

**Tabla 5.1. Costes de la instalación.**

<b>Concepto</b>	<b>Precio [p.u]</b>	<b>Nº unidades</b>	<b>Coste total [€]</b>
Colectores <sup>[26]</sup>	915 €/panel	10	9150,00
Tubo 26 mm <sup>[27]</sup>	6,05 €/m	62,22	376,43
Tubo 35 mm <sup>[27]</sup>	9,19 €/m	86,78	797,51
Armaflex 26 mm <sup>[28]</sup>	0,81	62,22	50,40
Armaflex 35 mm <sup>[28]</sup>	0,84	86,78	72,90
Intercambiador Calor <sup>[29]</sup>	250	1	250,00
Tanque acero (2000 l) <sup>[29]</sup>	2000	1	2000,00
Vaso de expansión <sup>[29]</sup>	100	1	100,00
Fan coil <sup>[29]</sup>	200	1	200,00
Codos <sup>[27]</sup>	0,44 €/codo	111	48,84
Válvulas (todo-nada) <sup>[30]</sup>	2,9 €/ud	22	63,80
Válvulas (regulación) <sup>[30]</sup>	271,58 €/ud	4	1086,32
Aguaglicol <sup>[30] [31]</sup>	18 €/ud	2,73	49,14



Continuación Tabla 5.1. Costes de la instalación

Concepto	Precio [p.u]	Nº unidades	Coste total [€]
Bombas <sup>2</sup> [29]	1446,3	-----	1446,30
Caldera Gas Natural <sup>3</sup> [32] [37]	1162,25	1	1162,25
Regulador Gas Natural [29]	13,71	1	13,71
Llave Gas Natural [29]	5,02	1	5,02
Máquina absorción <sup>4</sup>	18000	1	18000,00
<b>Subtotal</b>	<b>34872,61 €</b>		
Mano de obra <sup>5</sup>	10461,78	----	10461,78
Ayudas estatales <sup>6</sup>	- 10461,78	----	-10461,78
Ayudas autonómicas <sup>7</sup>	-225 €/m <sup>2</sup>	20	-4500
Costes fijos electricidad <sup>8</sup>	67,41	----	67,41
Costes fijos Gas Natural <sup>9</sup>	51,24	----	51,24
<b>Total</b>	<b>30491,26 €</b>		

1 Para el cálculo de los litros de etilenglicol se suponen las tuberías del circuito primario y los colectores solares llenos (1,3 l/panel) además de un 5% más en el vaso de expansión, de lo cual el 20% es Etilenglicol y lo restante agua que se desprecia su coste:

$$\left[ \left[ 10 \text{ paneles} \cdot 1,3 \frac{l}{\text{panel}} \right] + \left[ 10 \text{ paneles} \cdot 1,3 \frac{l}{\text{panel}} \cdot 0,05 \right] \cdot 0,2 = 2,73 \text{ l} \right.$$

2 El precio de las bombas se encuentran en la tabla 5.2:

Tabla 5.2. Precio de las bombas

Modelo	Nº unidades	Coste unitario [€]
Grundfos UPS 25-60	2	216,06
Grundfos UPS 32-80	1	455,28
Grundfos UPS 32-120	1	558,9

3 Caldera mural VAILLANT atmoTEC pro 20640, de 20640 kcal/h, con un 90% de rendimiento, potencia 24 kW y temperatura máxima de 130 °C [37]. Se ha elegido esta caldera porque cumple con las especificaciones de la instalación y posee un precio medio.



4 El precio de la máquina de absorción ha sido facilitado por Doña María del Carmen Venegas Bernal, profesora del departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos de la Universidad Carlos III.

5 La mano de obra de una instalación se presupuesta como el 30-35% del coste total, en este caso se supone en un 30%.

6 Según IDAE, al ser una instalación solar térmica de 20 m<sup>2</sup> le corresponde una subvención del 30% del coste total<sup>[33]</sup>.

7 Según la Comunidad de Madrid, la subvención para colectores solares térmicas equivale a 225 €/m<sup>2</sup><sup>[33]</sup>.

8 En la Tabla 5.3 se recoge el consumo eléctrico de aquellos elementos de la instalación que lo necesitan:

**Tabla 5.3. Costes de electricidad.**

Elemento	Consumo [kWh]	Consumo [kWh/día]	Consumo [kWh/mes]
Bomba 1º	0,32	7,68	230,4
Bomba 2º	0,145	3,48	104,4
Bomba 3º (*)	0,1	2,4	72
Máquina de abs	0,21	5,04	151,2
Fan coil	0,1	2,4	72
<b>Total</b>		24,6	738

(\*) Es el consumo de ambas bombas.

Estos elementos funcionan todo el día. Aplicando la tarifa 3.0.1 del BOE 156 28/06/2008 y despreciando la dada de alta a la red, se obtiene un coste eléctrico de:

$$630 \frac{kWh}{mes} \cdot 0,107 \frac{€}{kWh} = 67,41 €$$



9 Sin contar los gastos de dada de alta en la red de Gas Natural, el coste de gas natural asciende, aplicando la tarifa T3 <sup>[34]</sup>:

$$\left[ 0,15 \text{ kWh} \cdot 0,037 \frac{\text{€}}{\text{kWh}} \right] + 44,17 + 16\%IVA = 51,24 \text{ €}$$

En la Tabla 5.4 se representa el gasto de explotación de la instalación anualmente:

**Tabla 5.4. Gastos de explotación**

Concepto	Precio [€/año]
Mantenimiento de la instalación solar (*)	100
Electricidad (**)	947,52
Gas natural (**)	731,01
<b>Total</b>	<b>1778,53</b>

(\*) Consultado con un técnico del mantenimiento de la instalación.

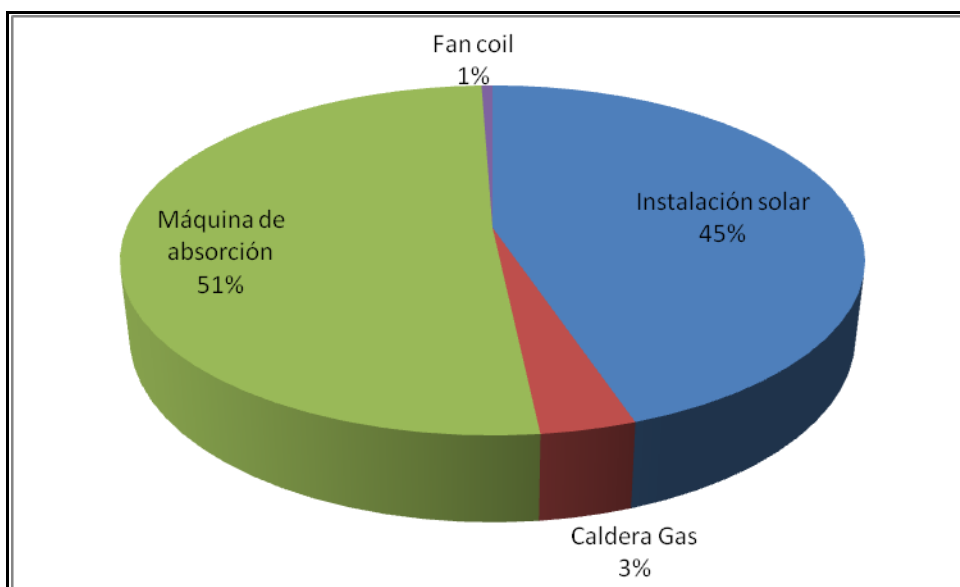
(\*\*) Resulta de multiplicar por doce meses los 78,96 €/mes de electricidad.

(\*\*\*) Hogares con calefacción de gas natural: 116,13€/año <sup>[35]</sup> la revisión y los doce meses de 51,24 €/mes de gasto de Gas Natural.

En resumen, se muestra en la Tabla 5.5 un desglose del presupuesto de toda la instalación, en función de los subsistemas que la componen y en la Figura 5.1 se ha realizado una representación gráfica de la misma:

**Tabla 5.5 Desglose del presupuesto de la instalación.**

	Precio [€]	Porcentaje (%)
<b>Instalación solar</b>	15770,59	44,80
<b>Caldera Gas</b>	1232,22	3,50
<b>Máquina de absorción</b>	18000,00	51,13
<b>Fan coil</b>	200,00	0,57



**Figura 5.1. Desglose del presupuesto de la instalación.**

Tras haber realizado el estudio económico se puede concluir:

- El coste total de la instalación es de 30502,81 € debido a que esta instalación es experimental. Es un precio elevado para que se pueda adquirir por una familia no así por una industria,
- Las ayudas recibidas del Estado y de la Comunidad de Madrid disminuyen significativamente el coste total ahorrándose casi 5000 €, aún así las subvenciones son bajas.
- Los gastos de explotación es elevado, sobre todo en los aspectos de electricidad y gas por lo que se recomienda un uso más racional de la instalación.
- La mitad del presupuesto es destinado a la máquina de absorción, esto es debido a que es una tecnología empleada en grandes y medianas potencias, resultando competitiva con los sistemas de compresión mecánica al utilizar calores residuales además se encuentra en investigación. por lo que su adquisición requiere una inversión alta.

## 6. *ESTUDIO MEDIOAMBIENTAL*





## **6. Estudio ambiental.**

Se denomina Evaluación de Impacto Ambiental (EIA) a todo el procedimiento administrativo cuyo fin es establecer si un determinado proyecto es aceptable o no desde un punto de vista ambiental. Con esta herramienta de trabajo se pretende, de una forma metodológica, la descripción de distintas alternativas a un proyecto, la identificación de las distintas acciones que posee éste en el entorno natural así como la valoración de los diversos elementos ambientales. Realizada dicha valoración, se procede a la identificación y cuantificación de los diversos impactos ambientales recomendando medidas protectoras y correctoras de los mismos <sup>[23]</sup>.

Dentro de los diversos documentos de la EIA se encuentra el denominado Estudio de Impacto Ambiental (EstIA) que es el documento técnico exigido por la Administración en el Reglamento de Evaluación de Impacto Ambiental (Real Decreto 1131/1988), con el fin de conocer de forma detallada cómo afectaría un proyecto dado al entorno <sup>[23]</sup>.

De los múltiples apartados que contiene el EstIA, para la realización del presente proyecto, se va a centrar en los aspectos más relevantes del inventario ambiental procediendo a una valoración cualitativa de los impactos ambientales que se puedan encontrar, tanto en la instalación solar como en la máquina de absorción, y recomendando algunas medidas para la minimización de los mismos.

Los aspectos del inventario ambiental que se van a considerar para el análisis de impactos van a ser:

- Aire.
- Agua.
- Ruido.



## 6.1. Análisis de impactos sobre el aire.

En la Tabla 6.1 se detallan los impactos y las posibles medidas correctoras de la instalación:

Tabla 6.1. Impactos sobre el aire.

		Fase	Impacto	Medidas
<b>AIRE</b>	<b>Instalación solar</b>	Montaje	Generación de partículas y polvo en el anclaje de los paneles.	Realización sólo de los orificios indispensable para la instalación de los soportes de los paneles.
		Explotación	Ninguno	Ninguno
	<b>Máquina de absorción</b>	Montaje	Ninguno	Ninguno
		Explotación	Transporte de legionella debido a la emisión de gotas de agua por la torre de refrigeración.	Colocación de filtros esterilizantes en la salida de la torre.

La instalación solar térmica en la fase de explotación no contamina la atmósfera debido a que la fuente de calor empleada para la elevación de la temperatura del agua es la energía térmica proveniente de la radiación solar, por lo que no se genera ninguna emisión de gases de efecto invernadero ( $\text{CO}$ ,  $\text{CO}_2$ ), ni de agentes que producen la lluvia ácida ( $\text{SO}_x$  y  $\text{NO}_x$ ).



La máquina de absorción no ejerce ningún impacto en la fase de construcción ni en la de explotación debido a que el refrigerante empleado es el agua cual posee un potencial destructor del ozono nulo <sup>[1]</sup>. El absorbedor empleado es LiBr, el cual se encuentra en ambas fases en estado líquido por lo que no existirá fuga en estado gaseoso durante el funcionamiento normal del aparato.

## 6.2 Análisis de impacto sobre el agua.

En la Tabla 6.2 se detallan los impactos y las posibles medidas correctoras de la instalación:

Tabla 6.2. Impactos sobre el agua.

AGUA	Instalación solar	Fase	Impacto	Medidas
		Montaje	Ninguno	Ninguno
	Máquina de absorción	Explotación	Ninguno	Ninguno
		Montaje	Ninguno	Ninguno
		Explotación	Contaminación del agua de refrigeración por LiBr.	Control de la corrosión y fisuras de los conductos del absorbedor, para que no existan roturas de los mismos.

La instalación solar térmica posee una disolución de 80% agua y un 20% etilenglicol (anticongelante) la cual se emplea como fluido caloportador, al encontrarse en un circuito cerrado sin comunicación con la red de tuberías no existe riesgo de contaminación de aguas del edificio.



### 6.3 Ruido.

Los elementos de la instalación que generan ruido durante su funcionamiento son: la máquina de absorción, el calentador de gas y los fan coils.

El calentador de gas se encuentran en la sala de calderas del edificio Betancourt, es decir en la parte inferior del edificio, la cual se encuentra alejada de las zonas de trabajo del mismo por lo que no requiere un aislamiento acústico que insonorice esta zona pero si uno que reduzca los sonidos emitidos por estos equipos.

Los fan coils y la máquina de absorción, se encuentran situados en la parte superior de la nave de Ingeniería Térmica, se encuentran en una zona habilitada para el trabajo por lo que el nivel de ruido exterior no podrá ser superior a 60 dB(A) e interior a 40 dB (A) según el Decreto 78/1999, por el que se regula el régimen de protección contra la contaminación acústica de la Comunidad de Madrid. Aplicando lo anteriormente descrito, los fan coils se deben aislar para reducir su emisión de ruido si supera estos límites.

### 6.4 Cantidad no emitida de CO<sub>2</sub>.

Se muestra a continuación la cantidad promedio no emitida de CO<sub>2</sub>, al emplear una instalación de frío solar frente al sistema de compresión mecánica, para una casa de 90 m<sup>2</sup>:

	Tabla 6.3. Emisiones de CO <sub>2</sub> .					
	Frío Solar			Compresión mecánica		
	30/06	05/07	11/07	30/06	05/07	11/07
Q <sub>uT</sub> (kWh) <sup>(*)</sup>	12,34	36,15	21,17	12,34	36,15	21,17
Kg CO <sub>2</sub> <sup>(**)</sup>	2,71	7,95	4,65	6,41	18,80	11,00
Promedio (kg CO <sub>2</sub> )	5,10			12,07		

(\*) Valores obtenidos en la simulación.

(\*\*) Se producen 0,22 kg CO<sub>2</sub> en la instalación de frío solar por el gas natural<sup>[38]</sup>

Se produce 0,52 kg CO<sub>2</sub>/kWh en la producción de electricidad<sup>[38]</sup>.



Se observa una reducción del 50% de emisión, por lo que se refleja de forma cuantitativa, que las instalaciones de frío solar generan menos CO<sub>2</sub>, que los ciclos de compresión mecánica. Desde un punto medioambiental, este tipo de sistemas son más limpios que los eléctricos debido al empleo de la radiación solar como fuente de energía.

## *7. CONCLUSIONES*



## **7. Conclusiones.**

Como resultado del estudio de este proyecto, se ha llegado a las siguientes conclusiones.

1. Según la bibliografía consultada, las instalaciones de frío solar contribuyen a satisfacer la demanda frigorífica durante los meses de verano. Es una tecnología en auge y de uso entre las grandes y medianas empresas, aunque se está trazando una línea para las viviendas unifamiliares.
2. La instalación analizada recibe un promedio diario de 49204,170 W/m<sup>2</sup>, obteniéndose un calor medio procedente de los colectores de 235131,021 KJ con un rendimiento promedio de colectores del 39,786%. El rendimiento de los colectores alcanza su máximo aproximadamente entre las 10:50-16:45, con valores situados entre el 65-55% coincidiendo con la radiación solar máxima (960W/m<sup>2</sup>). El intervalo de temperaturas de salida del agua se encuentra entre 65-80°C, apto para el funcionamiento de la máquina de absorción.
3. Las temperaturas obtenidas en la simulación poseen la misma tendencia que los experimentales y corroboran el intervalo experimental de trabajo de los colectores 65°C-80°C, aunque con la simulación se llegan a alcanzar los 85°C.
4. La instalación solar posee un rendimiento medio del 28,5%, llegando a alcanzar un máximo del 60% en su período de funcionamiento. Este parámetro disminuye al aumentar la superficie solar y se incrementa al aumentar el volumen del tanque.
5. La instalación posee un coste total de 30491,26€ y un gasto de explotación de 1778,53€/año, lo que requiere una inversión inicial elevada que puede ser sufragada por grandes y medianas empresas.



6. La instalación de frío solar posee prácticamente un impacto medioambiental nulo, no emite gases de efecto invernadero y protege la capa de ozono.
7. En una vivienda de 90 m<sup>2</sup>, se reduciría las emisiones de CO<sub>2</sub> en un 50% respecto a los sistemas de compresión mecánica y supondría una ahorro energético de 75 €/mes. Disminuyendo de esta forma la dependencia de la energía eléctrica en la casa unifamiliar.

#### ❖ Trabajos futuros

Se afirma que los resultados de la simulación realizan una primera aproximación válida, aunque es necesario que el modelo sea más realista incluyendo los circuitos de vuelta de cada uno de los circuitos de la instalación.

Se recomienda la realización de simulaciones, partiendo de la base de este proyecto, con una variable que relacione  $V_{tan}/N_{col}$  de forma que se puedan extrapolar los resultados a otro tipo de instalaciones. Además de proyectos que caractericen de forma experimental la máquina de absorción para determinar su comportamiento y así alcanzar una comparación entre ésta y las simulaciones que se realicen.



## *8. BIBLIOGRAFÍA*

---



## **8. Bibliografía**

- [1] Izquierdo Millán, Marcelo. “Sistemas de ciclos de absorción para la climatización y refrigeración”.Curso de Postgrado (1998), Escuela Politécnica Superior de la Universidad Carlos III de Madrid.
- [2] A. Pongtornkulpanicha, S. Thepa, M. Amornkitbamrung, C. Butcher. “Experience with fully operational solar-driven 10-ton LiBr/H<sub>2</sub>O single-effect absorption cooling system in Thailand”. *Renewable Energy* 33 (2008) 943-949.
- [3] Constantinos A. Balarasa, Gershon Grossmanb, Hans-Martin Henningc, Carlos A. Infante Ferreirad, Erich Podessere, Lei Wangd y Edo Wiemkenc. “Solar air conditioning in Europe—an overview”. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 11 (2007) 299–314.
- [4] Darine Zambrano, Carlos Bordons, Winston Garcia-Gabin, Eduardo F. Camacho. “Model development and validation of a solar cooling plant”. *I n t e r n a t i o n a l J o u r n a l O f R e f r i g e r a t i o n* xxx (2007) 1 – 1 3.
- [5] García Casals, Xavier. “Solar absorption cooling in Spain: Perspectives and outcomes from the simulation of recent installations”. *Renewable Energy* 31 (2006) 1371–1389.
- [6] Hans-Martin Henninga. “Solar assisted air conditioning of buildings – an overview”. *Applied Thermal Engineering* 27 (2007) 1734–1749.
- [7] N.E.Wijesundera. “Simplified models for solar-powered absorption cooing systems”. *Renewable Energy* 16 (1999) 679-684.
- [8][http://es.wikipedia.org/wiki/Absorci%C3%B3n\\_\(qu%C3%ADmica\)](http://es.wikipedia.org/wiki/Absorci%C3%B3n_(qu%C3%ADmica)),26/02/2008
- [9] D.S Kim y C.A. Infante Ferreira “Air-cooled Solar Absorption Air Condiotioning, Final Report”.Delft University of Technology, 2005.
- [10] Altener Project Number 4.1030/Z/02-121/2002. “Promoting Solar Air Conditioning: Technical overview of active techniques”.Año 2002.



- [11] Edo Wiemken “Experiences from design studies, simulation studies and installations” International Energy Agency Solar Heating and Cooling Programme.Task 38: Solar Air-Conditioning and Refrigeration. Año 2007.
- [12] John A. Duffie y William A. Beckman “Solar Engineering of thermal processes”. Editorial John Wiley & Sons, Inc. Año 1991.
- [13]<http://www.quimica.urv.es/~w3siiq/DALUMNES/99/siiq51/Colc.html>, 2/03/2008.
- [14]<http://www.sitiosolar.com/colectores%20de%20tubo%20de%20vacio.htm>, 2/03/2008.
- [15]<http://www.psa.es/webesp/areas/cilindroparabolica/general.html>, 2/03/2008.
- [16]<http://personales.ya.com/universal/TermoWeb/EnergiasAlternativas/solar/PDFs/Solar4.pdf>, 2/03/2008.
- [17] [http://www.natureduca.com/energ\\_alternat\\_colectsolar2.php](http://www.natureduca.com/energ_alternat_colectsolar2.php), 2/03/2008.
- [18] Izquierdo Millán, Marcelo. “Energías Renovables, Módulo: Energía Solar”. Departamento de Ingeniería Térmica de la Escuela Politécnica Superior de la Universidad Carlos III de Madrid.
- [19].<http://www.alfalaval.com/solution-finder/products/gasketed-industrial-range-phe/Documents/M6.pdf>, 15/07/2008.
- [20]<http://webserver.dmt.upm.es/~isidoro/bk3/Appendices/Propiedades%20termicas%20de%20la%20materia.pdf>, 15/07/2008.
- [21] <http://pc-134-222.uc3m.es/meteo.htm>, 15/07/2008.
- [22] Catálogo de colectores THERMOSOLAR.
- [23] Garmendia Salvador A., Salvador Alcaide, A., Crespo Sánchez, C., GarmediaSalvadorL., “Evaluación de Impacto Ambiental” Editorial Pearson-Prentice Hall, Año 2005.



- [24] [http://www.goodfellow.com/csp/active/STATIC/S/Nitruro\\_de\\_Silicio-Nitruro\\_de\\_Aluminio-Oxido\\_de\\_Aluminio.HTML](http://www.goodfellow.com/csp/active/STATIC/S/Nitruro_de_Silicio-Nitruro_de_Aluminio-Oxido_de_Aluminio.HTML), 22/08/2008.
- [25] <http://enciclopedia.us.es/index.php/Kript%C3%B3n>, 22/08/2008.
- [26] Tarifa Thermosolar 2006.
- [27] <http://www.preoc.es/precios/U/U28/U28AF.asp>, 27/08/2008.
- [28] <http://www.preoc.es/precios/U/U15/U15AM.asp>, 27/08/2008.
- [29] Alcañiz Martín, Sergio, “Modelado y estudio económico y medioambiental de la instalación solar térmica de la UC3M con aplicación a calefacción”, Proyecto Fin de Carrera, Ingeniería Industrial, Año 2005.
- [30] <http://www.costonet.com.mx>, 27/08/2007.
- [31] <http://www.quimicosballester.com.ar/>, 27/08/2008.
- [32] <http://www.preoc.es/precios/D/D30/D30OD.asp>, 27/08/2008.
- [33] <http://www.soliclima.com/pt/subvencoes.html>, 27/08/2008.
- [34] [http://www.hc.es/index.asp?MP=4&MS=50&MT=65#tarifas&resolucion=1280\\*768](http://www.hc.es/index.asp?MP=4&MS=50&MT=65#tarifas&resolucion=1280*768), 27/08/2008.
- [35] <http://www.gasnatural.com/servlet/ContentServer?gnpage=1-1-1&centralassetname=1-1-3-1-1-0-0>, 27/08/2008.
- [36] [http://www.idae.es/uploads/documentos/documentos\\_2.1.7\\_Energia\\_Solar\\_Termica\\_7b7f5630.pdf](http://www.idae.es/uploads/documentos/documentos_2.1.7_Energia_Solar_Termica_7b7f5630.pdf), 4/09/2008.
- [37] <http://www.calderasmadrid.com/calderas/turbotecplus.html>, 6/09/2008.
- [38] M.C. Rodríguez, P. Aumente, M. Izquierdo Millán, A. Lecuona Neumann, R. Salgado Mangual “Energy and carbon emission savings in Spanish housing air-conditioning using solar driven absorption system” Applied Thermal Engineering 28 (2008) 1734-1744, Año 2008.



[39] <http://termica.uc3m.es/Solar/yazaki.jpg>, 9/09/2008.

[40] <http://termica.uc3m.es/Solar/vacio.jpg>, 9/09/2008.

[41] Incropera, Frank P. “Fundamentos de transferencia de calor”, Editoria Pearson, Año 1999.